

~~УД 30 В~~ В 373  
169

СПБ  
Х 23  
18-253

# АВТОМОБИЛЬНЫЙ МОТОР

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ  
АВТОТРАНСПОРТА

СБОРНИК 3

рез. дрил. Книга имеет: Верх Б.ов

печатных листов	Выпуск	В переплетн. едни. соедин. №№ вып.	Таблиц	Карт	Иллюстр.	Служебн. №	Наклад и исписка
9		кб. 3 1939					123 439

ИЗДАТЕЛЬСТВО НАРКОМХОЗА РСФСР  
МОСКВА 1939 ЛЕНИНГРАД

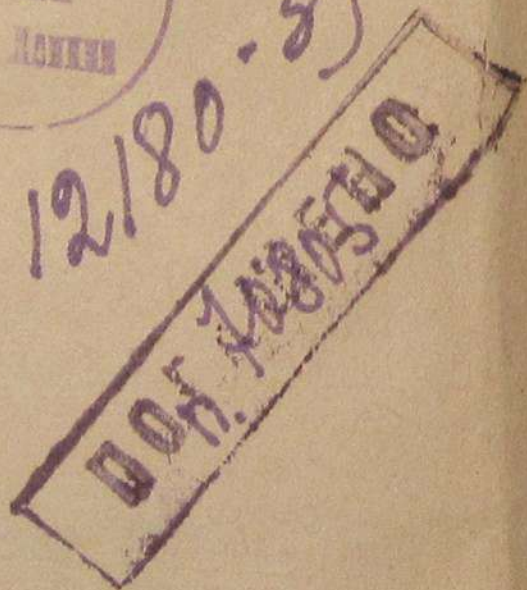


Настоящее издание является сборником научно-технических статей, посвященных вопросам газогенераторных автомобилей, износа деталей автомашин, воздушного охлаждения двигателей, энергетики и теоретическим вопросам двигателей внутреннего сгорания.

Книга предназначена для инженерно-технических работников автотранспорта и студентов соответствующих вузов.



12/80-39



Инж. П. П. МОСКВИН

## ЗАВИСИМОСТЬ РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ ОТ СВОЙСТВ ДРОВЯНОГО ТОПЛИВА

В этой статье мы ставим целью оценить влияние различных свойств дровяного топлива на работу транспортных газогенераторов, исходя из богатого опыта эксплуатации их на базах Наркомлеса, а также учитывая результаты исследовательской работы в этой области ЦНИИМЭ, НАТИ и других организаций.

Мы остановимся лишь на влиянии на работу газогенераторных установок рода топлива, его влажности, состояния древесины, а также формы и размера кусков.

Практикой установлено, что работа на твердых лиственных породах (береза, дуб) имеет преимущества сравнительно с работой на мягких лиственных (осина) и хвойных породах (сосна, ель).

Это положение настолько общеизвестно, что вошло уже в инструкции (например Инструкция по уходу за газогенераторным гусеничным трактором „Сталинец-60“ и грузовиком ЗИС-5 с газогенераторами „Пионер“ 1936 г.).

Если мы обратимся, для объяснения этого положения, к химическому составу древесины, то увидим (табл. 1), что элементарный состав древесины почти одинаков по содержанию углерода (С), водорода (Н), кислорода (О) и азота (N), поэтому можно считать в среднем, что абсолютно сухая древесина содержит: С — 49,5%, Н — 6,3% и О + N — 44,2%.

Таблица 1

Химические анализы древесины различных пород

№ п/п.	Наименование породы	Процент содержания в абсолютно сухой древесине			
		С	Н	О	N
1	Береза . . . . .	48,88	6,06	44,67	0,10
2	Бук . . . . .	49,06	6,11	44,17	0,09
3	Дуб . . . . .	50,16	6,02	43,45	—
4	Ель . . . . .	50,31	6,20	43,08	0,04

Обращаясь к анализам получающегося из древесины генераторного газа, мы также не находим большой разницы в их составе (табл. 2).



Таблица 2

Состав генераторного газа из древесины разных пород в %

Порода	Влажность	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Данные
Береза . . . . .	15,3	16,80	20,70	3,50	12,80	0,40	45,80	НАТИ
Дуб . . . . .	15,5	14,55	11,85	6,55	13,24	0,73	53,08	НАТИ
Смесь сосны и ели .	16,0	17,00	12,00	3,80	не определен			Дизельн. институт

Объяснение лучшей работы газогенераторов на определенных породах древесины мы получим, обращаясь к объемному весу древесины, т. е. к весу в килограммах 1 м<sup>3</sup> древесины в ее естественном состоянии при 15% абсолютной влажности.

В табл. 3 приведены объемные веса различных пород. При этом все породы разделились так, как подтверждает и практика эксплуатации газогенераторов, а именно: самые тяжелые и наиболее пригодные в качестве горючего для газогенераторов породы расположились в первых группах, в последних группах — более легкие породы, менее пригодные для использования в газогенераторах.

Таблица 3

Объемный вес древесины разных пород

Породы	Вес 1 м <sup>3</sup> в воздушно-сухом состоянии в кг	Группы	Породы	Вес 1 м <sup>3</sup> в воздушно-сухом состоянии в кг	Группы
Дуб . . . . .	760	I	Осина . . . . .	490	IV
Бук . . . . .	710		Пихта . . . . .	470	
Береза . . . . .	650	II	Ель . . . . .	450	
Лиственница . . . . .	600		Кедр . . . . .	440	
Ольха . . . . .	540	III			
Сосна . . . . .	520				

Практика работы (на Монетной базе) газогенераторных тракторов „Сталинец-60“ с установками Кулябина и Декаленкова на сосновых чурках показала, что к числу пригодных пород следует отнести все породы, находящиеся в группах I, II, III, и только IV группу не следует рекомендовать для применения в чистом виде.

Древесина с большим объемным весом более пригодна для газогенераторов потому, что: 1) в бункер убирается больше топлива по весу, если древесина имеет большой объемный вес, 2) древесина с большим объемным весом обладает и большей объемной теплопроизводительностью (табл. 4), 3) мощность газогенераторной установки на твердых породах выше, 4) древесина с большим объемным весом имеет более низкое содержание смол и золы (табл. 5).

Таблица 4

Теплотворная способность древесины разных пород

Порода	Теплотворная способность 1 кг в кал	Объемный вес сухой древесины в кг	Объемная теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> в кал
Дуб . . . . .	4 857	760	3,69 · 10 <sup>6</sup>
Береза . . . . .	4 919	650	3,20 · 10 <sup>6</sup>
Ольха . . . . .	4 878	540	2,64 · 10 <sup>6</sup>
Сосна . . . . .	5 064	520	2,63 · 10 <sup>6</sup>
Осина . . . . .	4 779	490	2,34 · 10 <sup>6</sup>
Ель . . . . .	4 857	450	2,19 · 10 <sup>6</sup>

Разберемся в вышеизложенном подробнее. Если взять например газогенератор Кулябина на тракторе „Сталинец-60“, то в его бункер емкостью 0,34 м<sup>3</sup>, сверх первоначально заброшенного древесного угля, уместится древесных березовых чурок (влажностью 15%) 122 кг, а сосновых чурок того же размера только 98 кг. Из каждого килограмма древесины без различия породы получается почти одинаковое количество генераторного газа (а именно от 2,2 до 3,0 м<sup>3</sup>, преимущественно в зависимости от влажности). При 15% влажности из каждого килограмма топлива выходит 2,8 м<sup>3</sup> генераторного газа, следовательно один бункер дает при березовых чурках 342 м<sup>3</sup> газа, а при сосновых чурках только 274 м<sup>3</sup> газа. Как показала практика, существенной разницы в часовом расходе чурок разных пород по весу не обнаружено, и поэтому почти весь избыток газа из березы пойдет на увеличение радиуса действия газогенераторной установки.

Для нормального течения процесса газификации необходимо определенное количество тепла, чтобы пополнить все тепловые потери газогенератора и израсходовать тепло на разложение паров воды и смол, поэтому-то работа газогенератора на твердых лиственных породах, обладающих большей теплопроизводительностью (табл. 4), протекает более равномерно и активно.

Засорение очистителей смолой получается главным образом при работе на хвойных породах, так как количество смолы у них больше, чем у лиственных (табл. 5). К тому же нужно полагать, что растворимая часть смол у лиственных пород больше, чем у хвойных, и потому смолы лиственных пород легче могут быть удалены из газа растворением в воде с образованием так называемой подсмольной воды. Наконец процент золы тоже несколько разнится не в пользу хвойных

Таблица 5

Породы	Процент смолы	Процент золы
Бук . . . . .	0,7	0,96
Береза . . . . .	1,88	0,46
Сосна . . . . .	3,45	0,39
Осина . . . . .	—	0,32
Ель . . . . .	2,3	0,77
Пихта . . . . .	2,83	1,1



пород (табл. 5), поэтому загрязнение очистителей наблюдается чаще при работе на хвойных породах.

Инж. А. А. Ивакин на основании испытаний газогенераторных автомашин на Загорской базе приходит к выводу, что «ель в чистом виде без примеси других дров абсолютно негодна для работы газогенераторов. При сгорании еловой древесины получается тонкая бархатная пыль, забивающая через 6—8 час. зону восстановления. Двигатель работает рывками и затем глохнет. При перемешивании еловых дров с березовыми до 50% работа возможна при прожигании зоны восстановления через каждые 12 час.»<sup>1</sup>

На Монетной базе удовлетворительной работы на сосне добились благодаря тому, что ежедневно после двухсменной работы тракторов все очистители и зольник подвергались регулярной чистке. При работе на мягких лиственных породах (осина) можно иногда добиться удовлетворительных результатов. Но, принимая во внимание, что осина очень склонна к повторному впитыванию влаги и к загниванию, лучше в качестве топлива ее не употреблять.

Итак, при работе на породах IV группы необходимо считаться: 1) с уменьшением радиуса действия, 2) с забиванием зольника и очистителей, 3) с возможностью попадания смолы и влаги в двигатель и, как следствие, 4) с понижением мощности двигателя.

Объемный вес древесины, как известно, в первую очередь зависит от влажности древесины. Поэтому вполне естественно, что так как объемный вес служит основным критерием выбора той или иной породы древесины для газогенераторного топлива, то влажность дровяного топлива, от которой в первую очередь зависит объемный вес, является основной причиной, определяющей качество древесины как горючего для газогенераторов. Если на большинстве пород газогенераторы могут работать более или менее удовлетворительно, то при большом содержании влаги в топливе (даже в лучших породах) работа газогенератора совсем невозможна.

Насколько повышенное содержание влаги резко сказывается на понижении температуры в зоне газификации, видно из испытаний газогенератора Берлие. А именно, при содержании влаги в топливе 11,5%, 15,5% и 27,4% температура соответственно падала с 1350 до 1200° и даже до 1075°С. Падение калорийности генераторного газа в зависимости от повышения влажности в березовых чурках видно из табл. 6, составленной по данным НАТИ. Тяговые усилия по мере повышения влажности в топливе также заметно уменьшаются (табл. 7).

Если мы попытаемся использовать в газогенераторе древесину с 20% влаги, никаких положительных результатов от этого не получим. Пуск газогенератора будет крайне затруднителен или даже совсем невозможен. Если все-таки запуск произведи удалось, все же процесс газификации будет неустойчив, с постоянной тенденцией к прекращению, ибо при таком большом содержании влаги вполне возможно попадание конденсата из охладительно-очистительной системы в цилиндры двигателя, что повлечет за собой прекращение его работы.

При работе на Монетной базе на сосновых чурках удовлетворительных результатов добились тем, что влажность строго контролировалась

Состав генераторного газа из березы различной влажности в %

Влажность	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Теплотворная способность 1 кг в кал
12,4	21,0	15,0	3,6	10,5	0,6	49,2	1 333
15,3	16,8	20,7	3,5	12,8	0,4	45,8	1 343
20,0	18,0	14,4	3,6	9,0	1,0	54,0	1 226
29,3	13,6	17,6	3,0	11,0	0,4	54,4	1 125
37,4	9,0	9,7	3,7	16,0	0,4	61,2	839

Таблица 7

Влияние влажности на изменение тягового усилия (в кг) по испытаниям газогенератора „Автотор-1“

Род топлива	Влажность	I передача	II передача	III передача
Чурки березовые размером 3×5×7,5 см из неокоренных дров	16	4 290	3 230	2 130
	20	3 720	2 800	1 850
	24	3 590	2 700	1 790
	30	2 960	2 228	1 475

и в среднем была в пределах 10—12%. Большую роль играет также конструкция газогенератора. Газогенераторы с отбором влаги и смол в верхней части бункера (при наличии так называемой швель-шахты) работают еще удовлетворительно при влажности, соответствующей точке насыщения волокон, тогда как газогенераторы без швель-шахты не могут работать даже при 20% влаги в топливе.

При содержании в топливе влаги ниже 10% получаются: 1) обеднение генераторного газа водородом, что понижает в значительной степени его калорийность, 2) чрезмерное повышение температуры в зоне газификации и, как следствие этого, большой накал очага, влекущий за собой быстрое разрушение последнего, и наконец 3) плохая очистка газа от смолистых веществ, в результате чего наблюдается засмоление всасывающих клапанов. Очевидно, при наличии в газе паров воды последние растворяют в себе растворимые части смолистых веществ, которые удаляются из очистителей в виде подсмольной воды, и этим частично газы очищаются от смолы. Это обстоятельство частично имело место в Загорске, когда летом 1936 г. газогенераторные автомашинки работали на топливе с влажностью до 7%, так как при жаркой погоде, имевшей место, срок сушки в сушилке не был сокращен. Когда же влажность довели до 12—15%, засмаливание стало более редким явлением.

Следует считать, что наилучшим содержанием влаги являются от 11 до 18 абсолютных процентов влажности. При работе с влажностью от 18% до точки насыщения волокон (т. е. до 23—30% влажности) нет

<sup>1</sup> „Автотракторное дело“, № 9, 1936 г.



устойчивой работы у двигателя, труднее запуск, и при работе на малых оборотах (что всегда имеет место по условиям эксплуатации) почти на верное произойдет ухудшение работы газогенератора.

Повторяем, что если для газогенераторов со швель-шахтой работа при влажности до 23% возможна (например газогенератор Кулябина), то без швель-шахты (например газогенератор Д-8) работа при такой повышенной влажности почти невозможна.

Кроме того в этих условиях сильно сокращается срок службы очага из-за повышенной температуры в зоне газификации. Выше точки насыщения волокон длительная работа газогенератора вообще невозможна. Всякие заявления авторов о работе газогенератора их конструкции на влажности выше точки насыщения следует считать саморекламой (см. брошюру Декаленкова — Дровяной газогенератор „Пионер“ в лесной промышленности, 1935 г.). Прав инж. Ивакин, который на основании испытания газогенераторных автомашин в производственных условиях Загорской базы пишет, что только „сухие дрова с влажностью 12—15% могут служить залогом хорошей работы“<sup>1</sup>.

Рассмотрим теперь, какое влияние оказывает состояние древесины на ход газификации. И в этом случае объемный вес может служить критерием пригодности древесины в качестве газогенераторного топлива, так как оказывается, что у больной древесины объемный вес меньше, чем у здоровой, как это видно из табл. 8.

Таблица 8

Объемный вес и удельная теплотворная способность здоровой и больной древесины разных пород

Породы	Объемный вес в кг	Удельная теплотворная способность 1 кг в кал
Дуб здоровый . . . . .	620	2 964
Дуб поврежденный . . . . .	310	1 574
Сосна здоровая . . . . .	590	2 810
Сосна поврежденная . . . . .	320	1 672
Ель здоровая . . . . .	470	2 305
Ель поврежденная . . . . .	230	1 096

Древесина с гнилью обладает большей водопроницаемостью, чем здоровая, и потому непригодна для хранения. Некоторые породы особенно быстро склонны к порче и к загниванию. К таким в первую очередь относится осина. Наконец гнилая древесина имеет пониженную теплотворную способность (как это видно из той же табл. 8), повышенную влажность, а поврежденная древесина хвойных пород имеет резко увеличенную смольность, которая может достигать до 7%. В связи с этим необходимо уточнить существующие инструкции по уходу за газогенераторными установками.

Совершенно не исследован вопрос о достоинствах и недостатках ококоренной древесины сравнительно с неокоренной. В табл. 9 приведены

<sup>1</sup> См. журнал „Мотор“, № 9, 1936 г.

Таблица 9

Теплотворная способность древесины и коры у различных древесных пород

Породы	Теплотворная способность 1 кг абсолютно сухого топлива в кал
Сосна древесная . . . . .	4 927
Кора . . . . .	4 825
Ель древесная . . . . .	4 798
Кора . . . . .	4 853
Береза древесная . . . . .	4 688
Кора . . . . .	5 483
Ольха древесная . . . . .	4 725
Кора . . . . .	5 277

данные о теплотворной способности коры и сердцевины дерева. На основании этих данных следует признать, что для лиственных пород не имеет смысла производить окорку, а для хвойных пород наличие в коре смолы склоняет нас к мнению о необходимости окорки. Эти соображения требуют однако дополнительных опытов и проверки на практике.

Переходим к выявлению оптимальных размеров кусков дровяного топлива. С точки зрения экономической, мы заинтересованы в применении для газогенераторов наиболее крупных кусков древесины. Однако оказывается, что при работе газогенераторов на чрезмерно длинных кусках получается неравномерный сход дров в шахте и, как следствие этого, сводообразование в бункере газогенератора, нарушающее правильность процесса газификации. При испытании в Загорске автомашин ГАЗ-АА с газогенератором Кузнецова, специально приспособленным для работы на полуметровых дровах, хотя бункер этого газогенератора и был приспособлен для длинных дров, сход дров в шахте все же не был правильным, и заторы дров в бункере вызвали частые простои машины. Установка Кузнецова не могла быть признана годной для эксплуатации в производственных условиях, и задача применения полуметровых дров в газогенераторах так и осталась не решенной. То же самое получилось и при экспериментах на базах Наркомлеса по применению в газогенераторах коротких дров (швырок) длиной 200—250 мм. Частое сводообразование способствовало тому, что и этот размер топлива в практике не удержался. Очевидно, впредь до разрешения конструкторами вопроса о механической шуровке длинных дров в бункере применение последних в газогенераторах немыслимо.

Помимо соображений, приведенных выше, размер кусков топлива влияет на мощность газогенератора. По испытаниям газогенератора „Автодор-1“ в Ленинградской лесотехнической академии выяснено, что увеличение размера кусков влечет за собой падение силы тяги при одинаковой влажности топлива.

А по опытам Дизельного института установлено, что: „чем больше размер кусков, тем ниже мощность двигателя при данном количестве



воздуха<sup>1</sup>, и в частности этими опытами установлено, что для газогенератора с диаметром бункера в 480 мм при переходе с чурок размером 50×50×100 мм на чурки размером 25×25×100 мм калорийность газа повысилась почти на 20%. Последний размер топлива все-таки не является оптимальным. Полагая, что у чурки имеется квадратное основание и отношение длины к стороне квадрата равно 2, следует считать, что для бункера диаметром 480 мм наилучший размер чурок будет от 25×25×50 до 30×30×60 мм.

Отсюда следует, что в зависимости от диаметра бункера нужно выбирать такой размер чурок, чтобы отношение диаметра бункера к длине чурок находилось в пределах от 8 до 10. Следовательно для газогенератора Кулябина, имеющего диаметр бункера 620 мм, наилучший размер чурок будет 35×35×70 мм, а для газогенератора ЗИС-13 с диаметром бункера 498 мм оптимальный размер чурок будет 25×25×50 мм.

По отношению к щепе, к сожалению, таких опытов не было проведено. Поэтому, исходя из опыта работы газогенератора Ленинградской лесотехнической академии, работавшего на щепе размером 5×15×40 мм, примем ориентировочно, что для подсчета оптимальных размеров щепы следует положить: 1) отношение диаметра бункера к длине щепы от 8 до 12, 2) ширину щепы от 0,3 до 0,7 от длины щепы и 3) толщину ее от 0,125 до 0,25 длины щепы. При таких условиях для газогенератора Кулябина оптимальный размер щепы будет 10×30×60 мм, а для газогенератора завода ЗИС 10×25×50 мм.

Что же получится, если измельчить топливо ниже указанных размеров? Если не считаться с увеличением затрат на приготовление топлива для измельчения, то основной недостаток при применении такого топлива в газогенераторах будет заключаться в том, что мелочь под влиянием своего собственного веса и при тряске будет уминаться в очаге газогенератора в такую плотную массу, что воздух не будет проникать до ее середины. Таким образом, в центральной части зоны газификации образуется „мертвая зона“, в которой не будет происходить никакой газификации.

Для газогенератора Кулябина наилучшими являются, как было указано, чурки размером 35×35×70 мм, однако, как показала практика (опыты на Монетной базе), при применении в этом же газогенераторе, с одной стороны, колотой щепы размером 5×20×50 мм и, с другой стороны, чурок длиной 120 мм в обоих случаях получились удовлетворительные результаты. Поэтому мы считаем, что для газогенераторов абсолютные размеры топлива имеют второстепенное значение. Но необходимым условием является требование однородности в размерах топлива. Поэтому в случае, если разделочный агрегат дает разнородную продукцию, необходимо ее обязательно сортировать по размерам. Практика работ в Загорске на дробленой щепе (из дробилки по типу Болиндер № 8 Ярославского завода „Пролетарская свобода“) ясно подтвердила жесткую необходимость однородности кусков топлива. Фактически при работе на щепе разных размеров получается следующая картина: мелкие куски топлива просыпаются между крупными кусками и скопляются в очаге; под тяжестью верхних слоев топлива они уминаются и уплотняются при

тряске, доступ воздуха в среднюю плотно набитую часть прекращается, через образовавшуюся мертвую зону проходят не разложившиеся пары воды и смолы, загрязняя очистители и холодильники и даже попадая в двигатель. При просеве дробленой щепы (как это имело место в опытах с газогенератором „Автодор-1“ в Ленинградской лесотехнической академии) через грохот 10×10 мм отход мелочи составлял от 5 до 10%, или, как это было проведено в Загорске, через грохот 17×17 мм отход составлял 8—9% и затем вручную были отобраны куски щепы в 90—100 мм длиной; результаты применения такой облагороженной щепы сказались сразу на вдвое увеличенном сроке чистки зольника.

Резюмируем все вышеизложенное: 1) каждый газогенератор имеет свои оптимальные размеры кусков топлива, 2) отклонения от этих размеров в ту и другую сторону, не выходящие за известные пределы, на работу газогенератора влияют незначительно, 3) значительно более важно для газогенераторного топлива соблюдать однородность размеров.

Обратимся теперь к оценке форм кусков дровяного топлива для транспортных газогенераторов. Чтобы разрешить этот вопрос, необходимо учесть, что реакции образования окиси углерода (CO) и углекислоты (CO<sub>2</sub>) в зоне горения идут с поверхности куска топлива, а основная реакция раскисления углекислоты в зоне восстановления по формуле  $CO_2 + C = 2CO$  зависит от развитости поверхности угля в зоне восстановления. Все это заставляет думать, что в процессе газификации большую роль играет поверхность кусков топлива. Количественно мы можем оценить поверхность газификации  $\eta$  отношением поверхности  $S$  куска данной формы и размеров к его объему  $V$  через коэффициент

$$\eta = \frac{S}{V} \frac{1}{cm}.$$

Практически применяются куски топлива в виде куба, чурки и щепы, — им соответствуют геометрические формы в виде куба, квадратной призмы и пластины (плоского параллелепипеда). Примем за эталон объем нормальной чурки в виде квадратной призмы равным 100 см<sup>3</sup>. Куб и щепу берем также равновеликого объема, т. е. 100 см<sup>3</sup>, тогда получаем при принятых нами ранее соотношениях куб размером 4,65<sup>3</sup> = 100 см<sup>3</sup>, чурку размером 3,66×3,66×7,32 = 100 см<sup>3</sup> и щепу размером 1,46×5,84×11,68 = 100 см<sup>3</sup>.

На основании этих исходных положений подсчитаем поверхности газификации  $\eta$  для всех трех форм кусков древесины.

1) куб со стороной  $a = 4,65$  см и объемом  $V = 100$  см<sup>3</sup>:

$$\eta_{куба} = \frac{6a^2}{100} = 1,3 \frac{1}{cm};$$

2) квадратная призма (чурка) с отношением высоты к стороне  $\frac{l}{a} = 2$ , со стороной  $a = 3,66$  и объемом  $V = 100$  см<sup>3</sup>:

$$\eta_{чурки} = \frac{4al + 2a^2}{100} = 1,29 \frac{1}{cm};$$

<sup>1</sup> См. журнал „Мотор“, № 10, 1935 г., ст. инж. Кутева.



3) пластина (щепа) с отношением длины к толщине  $\frac{l}{a} = 8$  и ширины к толщине  $\frac{b}{a} = 2$  при толщине  $a = 1,46$  и объеме  $V = 100 \text{ см}^3$

$$\eta_{\text{щепы}} = \frac{2bl + 2al + 2ab}{100} = 1,88.$$

Отсюда видно, что наибольшая поверхность газификации имеется у щепы (пластины) и наименьшая у куба; чурка же (квадратная призма) занимает положение, весьма близкое к кубу.

Исходя из этого, можно ожидать, что при работе на щепе интенсивность газообразования вследствие сильно развитой поверхности увеличится, а следовательно практически должна увеличиться и мощность. Большинство исследований в этом направлении подтверждает высказанное предположение.

Так, по проведенным в Ленинградской лесотехнической академии испытаниям газогенератора „Автодор-1“ получилось увеличение тягового усилия на всех трех передачах при работе на березовой щепе (размером  $15 \times 30 \times 50 \text{ мм}$ , т. е.  $\eta_{\text{щепы}} = 2,4$ ) сравнительно с катушкой из березы (размером  $d = 30$ ,  $h = 45$ , т. е.  $\eta_{\text{катушки}} = 1,55$ ), как это показано на табл. 10, что дало право руководителю этих испытаний проф. Флорову в отчете утверждать, что „щепа дает лучшие результаты сравнительно с катушками“.

Таблица 10

Тяговые усилия (в кг) при испытании газогенератора „Автодор-1“ на катушке и щепе

Род топлива	Влажность	I передача	II передача	III передача
Катушка . . . . .	15	4 090	3 070	2 040
Щепа . . . . .	16	4 290	3 230	2 130

То же видно из графика (рис. 1), взятого из статьи Кюне и Коха „Опыты газификации механическим способом измельченного дерева“, помещенной в журнале „Die Technik in der Landwirtschaft“, № 1, 1934 г. Это подтверждают и данные, полученные в ЦНИИМЭ (инж. Михайловским) при испытании газогенераторных автомашин различных марок на чурках и щепе в Загорске (табл. 11).

Заключение правительственной комиссии по испытанию газогенераторных автомашин в Загорске также констатирует улучшение динамических качеств машин при работе на щепе у автомашин ГАЗ-АА с газогенераторной установкой НАТИ-1 и ЗИС-5 с газогенераторной установкой Д-10. Правда, в то же время для ЗИС-5 с газогенераторной установкой ЗИС динамика автомобиля при работе на щепе снизилась; очевидно, тут имело место влияние самой конструкции, а возможно и ряда других факторов.

Если бы щепа не давала отрицательных свойств при применении ее в транспортных газогенераторах, кроме вышеуказанного положительного

влияния на повышение мощности, то вопрос о применении ее должен был бы быть решен безоговорочно, так как применяющиеся в промышленности дробилки для измельчения древесины в щепу имеют большую производительность, просты и надежны в работе.

Но щепа создает при применении ее в транспортных газогенераторах ряд практически существенных неудобств, ухудшающих процесс. В основном это ухудшение получается от: 1) рыхлой укладки щепы в бункер, 2) засоренности зольника и очистителей и 3) неустойчивости режима газогенератора.

Благодаря первому недостатку мы в один и тот же объем бункера сможем насыпать меньше щепы по весу, чем чурок, и поэтому при ра-

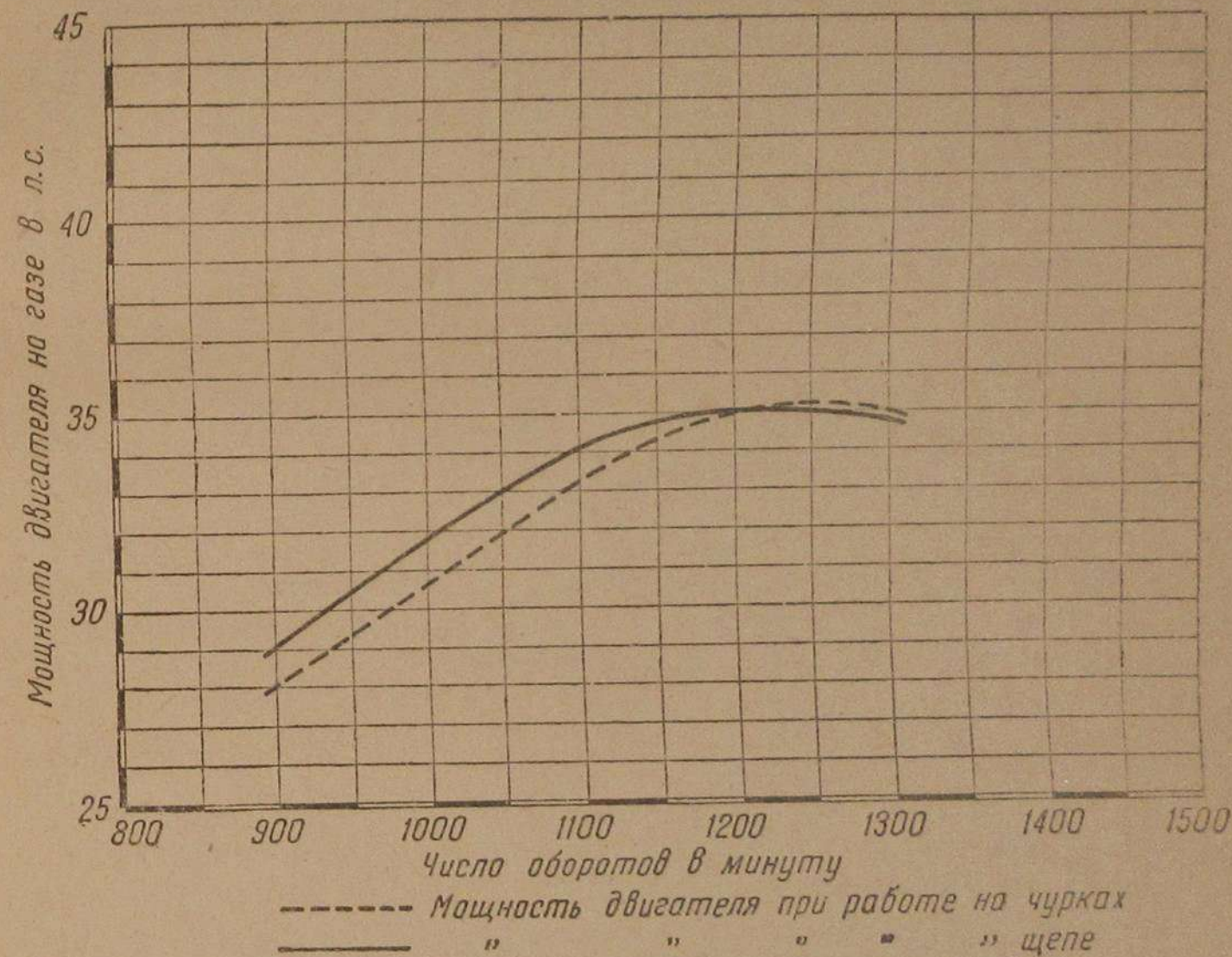


Рис. 1.

боте на щепе придется чаще загружать бункер (т. е. радиус действия машины при работе на щепе будет меньше, чем при работе на чурках). Особенная рыхлость укладки получается при применении щепы длиной выше 100 мм. По измерениям, произведенным инж. П. Л. Калашниковым, коэффициент заполнения (или коэффициент полноты) для чурок нормальных размеров  $50 \times 50 \times 80 \text{ мм}$  равен 0,55. Для щепы же из дробилки типа Болиндер № 8, просеянной через грохот  $17 \times 17 \text{ мм}$  и с отбором вручную кусков длиннее 100 мм, по измерениям инж. Б. Н. Стогова коэффициент заполнения равен 0,44. Таким образом, коэффициент заполнения для чурок в 1,25 раза больше, чем для щепы, со всеми вытекающими из этого последствиями.

Засорение зольника и очистителей при работе на щепе увеличивается в несколько раз, следовательно при работе на щепе необходимо чистку



## Скорости газогенераторных автомашин при работе

№ по пор.	Наименование газогенераторной установки	На горизонтальном									
		на чурках						на щепах			
		время					отклонение от среднего выражения в %	средняя скорость в км/час	туда		туда
		туда		обратно		в среднем			мин.	сек.	
мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.		
1	ЗИС . . . . .	1	36	1	47	1	42	5,8	35,4	1	23
2	Д-10 . . . . .	1	24	1	22	1	23	1,2	43,4	1	10
3	ЛТА . . . . .	1	08	1	05	1	07	3	53,7	1	04
4	НАТИ-1 . . . . .	1	10	1	09	1	10	нет	51,4	1	04
5	НАТИ-Н . . . . .	1	10	1	10	1	10	нет	51,4	1	05
6	Кромаг . . . . .	1	12	1	10	1	11	1,5	50,7	1	08
	Итого в среднем	1	17	1	17	1	17	4	47,8	1	09

производить чаще, что, конечно, является отрицательным качеством щепы с точки зрения эксплуатации. По данным НАТИ для автомашин ГАЗ-АА с газогенератором НАТИ при работе на чурках чистка зольника должна производиться через 1000 км пробега. При работе на несортированной щепе из дробилки Болиндера уже через 65 км зольник того же газогенератора забивается мелким углем и обгоревшим ворсом щепы. При работе на облагоустроенной (отсортированной) щепе срок чистки наступает примерно через 150 км пробега.

Спорным вопросом является оценка качества угля, получающегося из щепы. С одной стороны, при испытании газогенератора НАТИ-1 на автомашине ГАЗ-АА в НАТИ отмечено, что образующийся из щепы мелкий уголь быстро выгорает, вследствие чего нарушается нормальная работа зоны восстановления. Примерно через 300 км пробега требуется подновление зоны восстановления свежим углем. С другой стороны, по данным Кюне и Коха, не отмечается быстрое выгорание мелкого угля из щепы и, наоборот, указывается, что „легко распадающиеся мелкие древесные обрезки дают мелкозернистый уголь, плотный слой которого благоприятствует образованию СО и Н<sub>2</sub>“. Это положение подтверждается сравнительными анализами генераторного газа из чурок и щепы (табл. 12).

Таблица 12

## Состав генераторного газа из чурок и щепы в %

Род топлива	СО	Н <sub>2</sub>	СН <sub>4</sub>	СО <sub>2</sub>	О <sub>2</sub> + N <sub>2</sub>
Чурки . . . . .	19,2	14,6	3,2	12,9	50,1
Щепа . . . . .	22,0	16,5	1,4	13,0	47,1

## на чурках и щепе по испытаниям на Загорской базе

участке	щепе	На подъеме													
		на чурках						на щепе							
		время					отклонение от среднего выражения в %	средняя скорость в км/час	скор. на щепе сравнительно со скоростью на чурках в %	среднее время подъема		среднее время подъема		средняя скорость в км/час	скорости подъема на щепе сравнительно со скоростью подъема на чурках в %
		обратно		в среднем						мин.	сек.	мин.	сек.		
мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.
1	19	1	21	2,5	44,5	126	2	02	16,2	1	56	17,1	105		
1	11	1	10	нет	51,5	119	1	59	19,6	1	34	21,1	127		
1	03	1	04	нет	56,3	104	2	14	14,8	1	28	22,5	152		
1	10	1	07	4,5	53,7	105	1	33	21,3	1	23	23,9	112		
1	07	1	06	1,5	54,6	106	1	41	19,6	1	21	24,5	125		
1	08	1	08	нет	53,0	104	1	46	23,0	1	22	24,2	105		
1	10	1	10	нет	51,5	110	1	49	18,2	1	31	21,8	121		

Необходимо отметить, пожалуй, самое худшее эксплуатационное качество при работе на щепе — непостоянство процесса газификации, что отрицательно сказывается на непрерывно меняющемся режиме работы двигателя. Вероятно это объясняется чрезвычайно прихотливым и ежесекундно меняющимся расположением щепы в очаге, вследствие чего количество подводимого для газификации воздуха также не остается постоянным.

При рассмотрении приведенного выше из статьи Кюне и Коха графика мощности на щепе и чурках видно, что с повышением числа оборотов кривая мощности на щепе падает. Та же картина получилась и при испытании газогенератора „Автодор-1“ на щепе; причем в отчете по этим испытаниям сказано: „Кривая тяговых усилий при работе на щепе имеет резкое падение с увеличением скорости движения из-за засоренности очистителя, что подтверждается возрастанием разрежения, и, наоборот, на низких скоростях при работе на щепе тяговые усилия выше“. Отсюда, как вывод, следует, что режим тракторных двигателей более приемлем для щепы, чем режим автомобильных двигателей.

Присланные в НАТИ вместе с импортными газогенераторными машинами куски дровяного топлива имеют форму куба. Следовательно за границей признается наилучшей форма с наименее развитой поверхностью, но наиболее гарантирующая равномерность и однородность укладки. Развитие же поверхности там получают путем применения кубиков маленького размера 30 × 30 × 30 и 25 × 25 × 25 мм. Гладко и ровно срезанные края этих кубиков указывают на наличие специальных агрегатов для их получения. Но за границей применяют и не только такое высококачественное дровяное топливо. В статье Кюне и Коха (журнал „Die Technik in der Landwirtschaft“, № 1, 1934 г.) говорится: „Для практической работы автомобиля древесина, измельченная таким способом, является безусловно пригодной, тем более, что неудобства несколько



более частой очистки и дополнительного наполнения не играют роли рядом с осуществляемой экономией в расходах. В этих опытах древесина измельчалась в дробилке фирмы Wigger. Газогенератор работал на смеси из 50% твердых пород (береза и бук) и 50% мягких пород (пихта). Щепка из твердой породы имела влажность 17,2%, а из мягкой породы — 15,9%. Размеры щепки из дробилки Wigger колебались от 5 × 60 × 70 до 25 × 70 × 120 мм.

На основании вышеприведенных материалов, для наших современных автомобильных газогенераторов следует щепке предпочесть чурки, тем не менее при соблюдении ряда практических указаний (приведенных в этой статье) вполне возможно получать удовлетворительные результаты и при работе на обгазированной щепке. Если же подвергнуть наши газогенераторы частичной переделке в части: 1) увеличения сечения фурм, так как избыточное количество воздуха необходимо для щепки, имеющей развитую поверхность, 2) увеличения объема зольника, 3) переделки колосниковой решетки, 4) увеличения высоты восстановительной зоны и 5) устройства приспособления для правильного схода щепки в бункере, то возможно получить вполне хорошую работу и на щепке. Последние конструкции газогенераторов, например НАТИ-Г-13 на тракторе „Сталинец-60“, уже изготовлены для работы на щепке и худших сортах топлива, так как: 1) зольниковая решетка с небольшими размерами отверстий предохраняет зольник от забивания мелким углем, обычно проваливающимся сквозь нормальную колосниковую решетку, 2) большая высота зольника, до 180 мм, позволяет дольше работать между его очистками.

Во всяком случае для решения столь важного вопроса, как вопрос о применении дробленой щепки для транспортных газогенераторов, необходимо провести дополнительные систематические опыты в лаборатории и в производственных условиях. Эта работа проводится в ЦНИИМЭ.

Таким образом, к дровяному газогенераторному топливу следует предъявлять такие требования:

1. Влажность газогенераторного топлива в пределах от 13 до 18%; для газогенераторов с отбором влаги (или со швель-шахтой) возможно повысить верхний предел до 23%.
2. В качестве газогенераторного топлива возможно применять: дуб, бук, березу, лиственницу, ольху, сосну, осину и другие менее распространенные древесные породы с объемным весом при 15% влажности выше 500 кг/м<sup>3</sup>.
3. При возможности выбора следует отдать предпочтение твердым лиственным породам. Желательно не работать на чистой сосне и осине, а смешивать их наполовину с более твердыми породами.
4. Древесина в газогенераторном топливе должна быть здоровой. Надо обращать особое внимание на состояние осины.
5. Древесину хвойных пород желательно окоривать.
6. Применение здорового сухостоя вполне возможно.
7. Дровяное топливо должно быть разделано на куски любой формы (кубики, чурки, щепка).
8. При возможности выбора желательно производить разделку на кубики и чурки; однако удовлетворительные результаты можно получить и при работе на щепке.

9. Щепку желательно иметь только из твердых лиственных пород, так как щепка этих пород более гладкая.

10. Топливо обязательно должно быть однородно по размерам; для этого оно должно сортироваться. Особенно важно это условие для дробленой щепки.

11. Длину куска топлива брать не более 0,1 от диаметра газогенератора, и поверхность газификации — в пределах от 1 до 4.

12. Необходимо по возможности придерживаться следующих размеров: чурки от 20 × 20 × 40 до 40 × 40 × 80 мм, кубики от 30 × 30 × 30 до 60 × 60 × 60 мм, щепка от 10 × 15 × 40 до 15 × 45 × 75 мм.

В случае невозможности получения топлива, строго удовлетворяющего всем техническим требованиям, что очень часто может иметь место в практических условиях эксплуатации газогенераторных установок, необходимо считаться с наступающими вследствие этого ухудшениями в работе газогенераторов и принимать меры, чтобы парализовать или уменьшить вредное действие отклонения от технических условий. Для каждой конструкции газогенератора имеется своя определенная индивидуальная зависимость между качеством топлива и работой газогенератора. Как видно из статьи, мы не только еще не изучили количественной стороны этой зависимости, но даже и качественная сторона вопроса нами далеко еще не везде полно уловлена. Поэтому совершенно необходимо продолжать дальнейшее изучение применения в газогенераторах дровяного топлива различных пород, размеров и форм кусков и влажности, чтобы добиться конечной цели — уметь работать на любом имеющемся под руками местном дровяном топливе.

А. Ф. ТИХОНОВ и Ю. В. МИХАЙЛОВСКИЙ

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТРАКТОРОВ ЧТЗ НА ЛЕТНЕЙ ЛЕСОВЫВОЗКЕ

### 1. ЦЕЛЬ ИСПЫТАНИЙ

В сентябре и начале октября 1936 г. были проведены испытания газогенераторных тракторов ЧТЗ в условиях эксплуатационной работы на лесовывозке Монетной базы треста Свердловлес (Урал). Испытание проводилось комиссией, состоявшей из представителей организаций Наркомлеса и Наркомтяжпрома.

Задачей испытания было — выявить наиболее пригодную газогенераторную установку для трактора ЧТЗ „Сталинец-60“, удовлетворяющую требованиям лесозаготовки в условиях летней и зимней работы.

Для испытаний были предоставлены 4 трактора „Сталинец-60“ с газогенераторными установками конструкции Научного автотракторного института марки НАТИ-Г-13, модель Декаленкова Д-9-К (модель газогенератора, которая построена серийно около 400 шт., этими газогенераторами



оборудованы тракторы ЧТЗ, работающие в лесной промышленности), установка ЦНИИМЭ конструкции Кулябина и установка Лесосудомашстрой марки ЛС-1. Эти газогенераторы испытывались при работе на березовых и сосновых дровах (чурках).

Материалы испытаний дают возможность решить, какой газогенератор наиболее пригоден для работы в лесных условиях и может быть рекомендован для серийной постройки и внедрения в лесную промышленность.

### 1. Установка НАТИ-Г-13

**Газогенератор.** Общий вид газогенератора представлен в виде схемы на рис. 1, а монтаж установки на тракторе — на рис. 2. Топливник изготовлен из углеродистой стали и покрыт тонким слоем алюминия, прикрепляется к корпусу генератора посредством конуса с болтовыми соединениями и двух футерок с винтовой нарезкой.

Воздух подводится через футерки в кольцеобразное пространство, откуда по 16 фурмам (сечение 12 мм) поступает внутрь топливника.

Снизу топливник заканчивается колосниковой решеткой, имеющей подвижную часть, которая посредством шарнирного соединения может

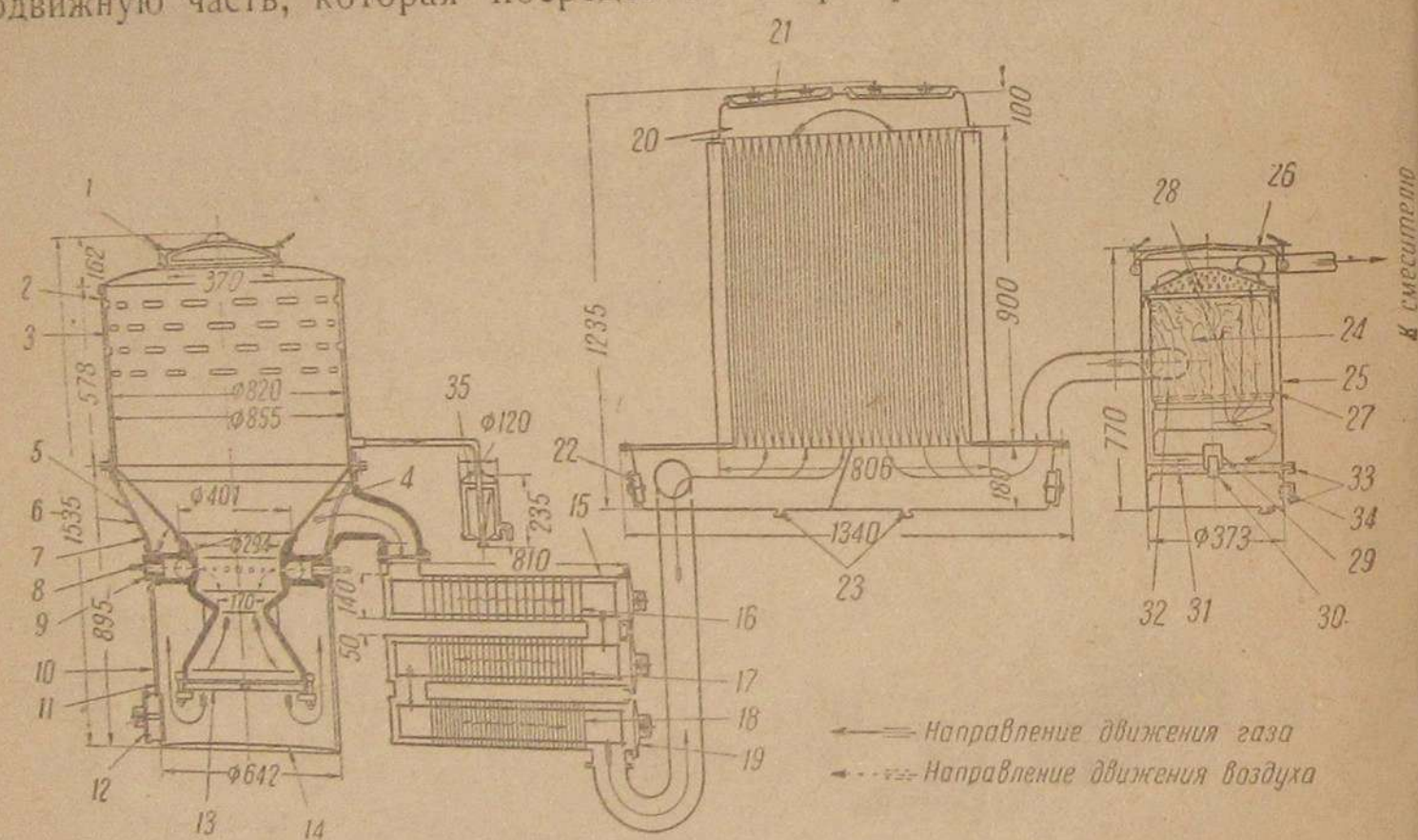


Рис. 1.

опускаться вниз (через полученное отверстие производится разгрузка генератора от топлива). Зольник имеет довольно значительный объем (47 л) при высоте от плоскости колосниковой решетки до днища генератора в 160 мм.

Для уменьшения тепловых потерь нижняя часть газогенератора, включая и конус, имеет асбестовую изоляцию.

Верхняя часть генератора (бункер) имеет цилиндрическую форму диаметром 855 мм. Объем бункера 0,39 м<sup>3</sup>, что соответствует емкости в 100 кг топлива (березовых чурок) влажностью 12—15%.

С целью отвода излишней влаги топлива бункер выполнен с двойными стенками, в пространстве между которыми пары воды конденси-

руются, и далее через сборный бачок с гидравлическим затвором конденсат удаляется в атмосферу.

Из газогенератора через колосниковую решетку газ направляется в другой очиститель грубой очистки, охладитель, тонкий очиститель и далее через смеситель засасывается в двигатель.

**Очиститель грубой очистки** — инерционного типа — состоит из 3 секций, расположенных возле генератора на левом крыле трактора. Каждая секция состоит из прямоугольной трубы размером 140 × 810 мм, внутри которой расположена выдвижная батарея из пластин с отверстиями.

**Охладитель газа** — двухходовой, радиаторного типа, состоит из верхней и нижней коробок, соединенных между собою 24 трубками, сечением 12 × 120 мм. Для очистки верхней коробки и трубок имеются

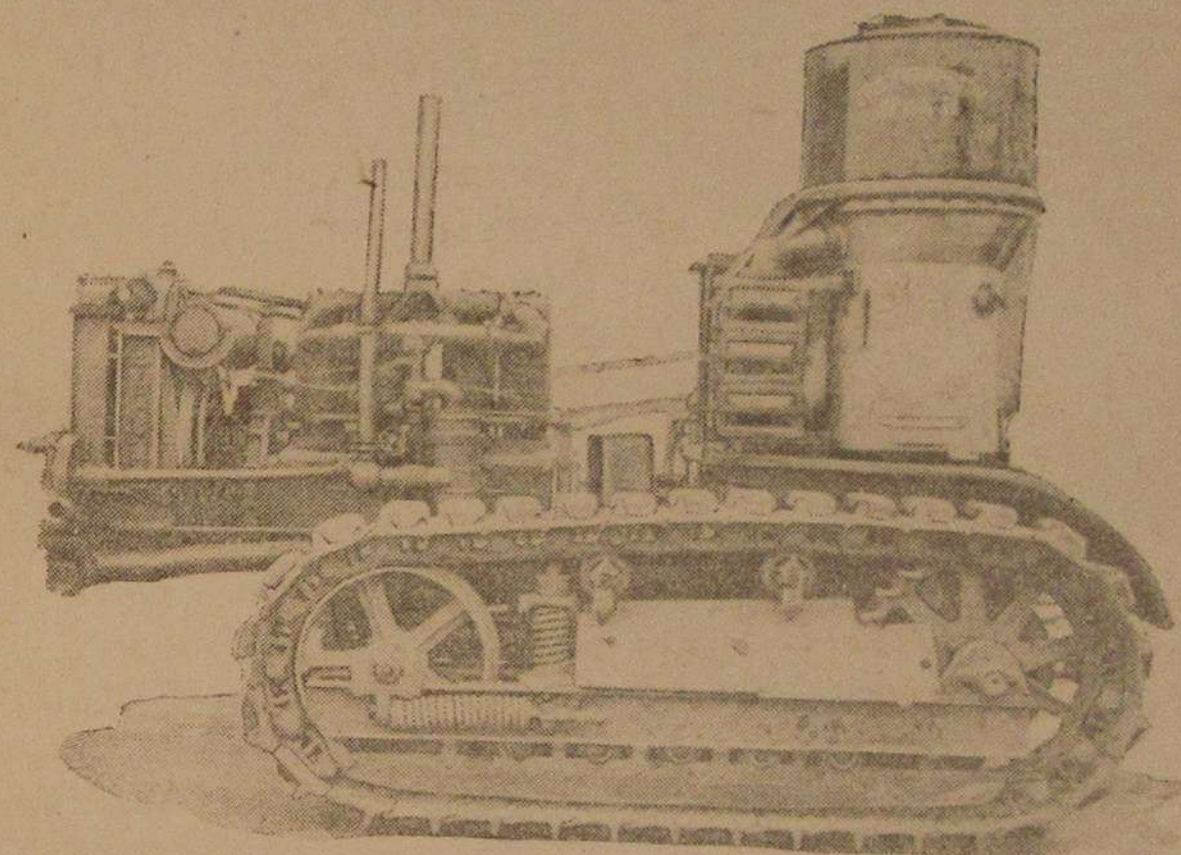


Рис. 2.

2 лючка. Нижняя коробка сильно удлинена и выходит из габаритов радиатора. Для ее очистки по бокам расположены смотровые лючки. Спуск конденсата производится через 2 пробки, сделанные в нижней коробке.

**Очиститель тонкой очистки** — масляный фильтр — состоит из наружного и внутреннего цилиндров. На дно наружного цилиндра наливается отработанное масло двигателя до уровня, контролируемого регулировочными краниками. Внутренний цилиндр заполнен металлической и древесной стружкой. Между днищами наружного и внутреннего цилиндров имеется пространство, куда стекает конденсат, который удаляется через пробку в днище наружного цилиндра.

**Смеситель газа** — стандартного типа, параллельноструйный, конструкции НАТИ. Двигатель имеет повышенную степень сжатия — 6,95.

По данным НАТИ, число отработанных часов до момента испытаний на Монетной базе выражается следующими цифрами:

- трактор 300 час.,
- двигатель 200 час.,
- газогенераторная установка 300 час.,
- топливник генератора 500 час.



## 2. Установка Д-9-К (конструкции Декаленкова)

В испытаниях участвовала модель газогенератора Декаленкова Д-9-К изготовленная заводом „Свет шахтера“ и смонтированная ЧТЗ на тракторе „Сталинец-60“.

В эксплуатационных условиях газогенераторная установка Д-9-К не работала; до сих пор распространенной в лесной промышленности является модель Д-8.

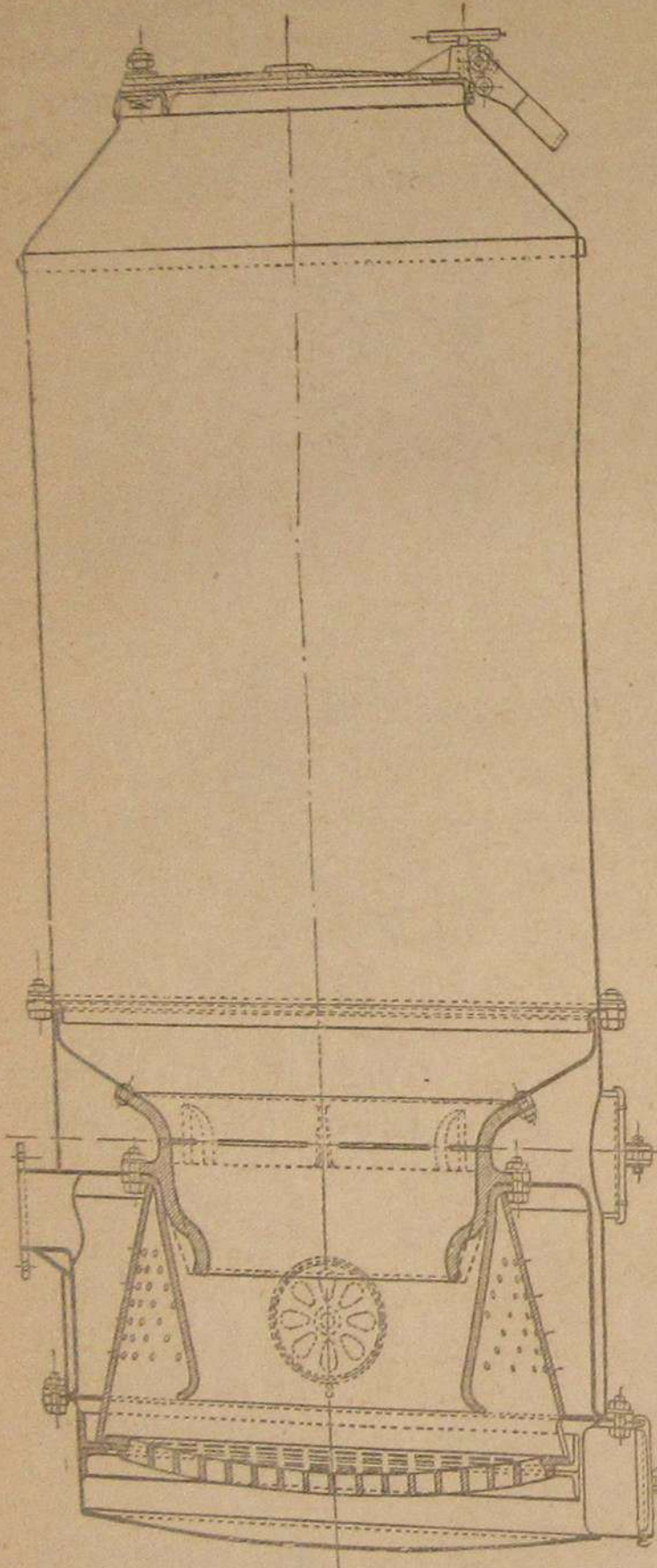


Рис. 3.

**Газогенератор.** Общий вид, газогенератора представлен на рис. 3. Генератор состоит из трех частей: верхней — бункера, средней — топливника и нижней — зольниковой коробки.

Бункер имеет одну стенку. Приспособление для отвода конденсата отсутствует. Крышка загрузочного люка не имеет уплотняющей канавки.

Топливник состоит из чугунной горловины и юбки из стали. Горловина и юбка соединены между собой при помощи болтов. Верхний конец топливника прикреплен к железной воронке, а нижний свободно висит. Колосниковая решетка расположена на расстоянии 80 мм от топливника. Таким образом, газ из топливника имеет возможность пройти над колосниками. Решетка отлита из чугуна с квадратными отверстиями 25×25 мм.

Воздух в топливник подводится через 8 щелей, высота которых в холодном состоянии равна 3,5 мм.

**Очистители-охладители газа** выполнены вместе. Первичная очистка производится в двух очистителях, расположенных сзади, за сиденьем водителя. Эти очистители представляют цилиндрические трубы, внутри которых расположены щеточные ерши из тонкой проволоки. Тонкая очистка производится также в щеточных очистителях цилиндрической формы, расположенных перед радиатором. Между очистителями первичной и тонкой очистки помещен циклонический очиститель газа.

**Смеситель газа** — стандартного типа, конструкции НАТИ. Двигатель имеет повышенную степень сжатия — 6,3.

В целях смягчения жесткости соединения, в модели Д-9-К применены компенсаторы (ребристые, пружинящие трубки). Один из них установлен между генератором и первым очистителем, а второй — между первым очистителем и циклоном.

## 3. Установка ЦНИИМЭ конструкции Кулябина

Эта газогенераторная установка спроектирована в 1935 г. (рис. 4) и состоит из генератора, очистителя и охладителя. Газ поступает в двигатель после охладителя. Очиститель тонкой очистки отсутствует.

**Газогенератор.** Топливник изготовлен из жароупорной стали Э. Я. З. С., верхней своей частью приварен к внутреннему цилиндру, который при помощи фланцевого соединения прикрепляется к бункеру. Патрубки футерок топливника присоединяются к цилиндру газовой коробки на болтах (что неудобно для сборки и разборки).

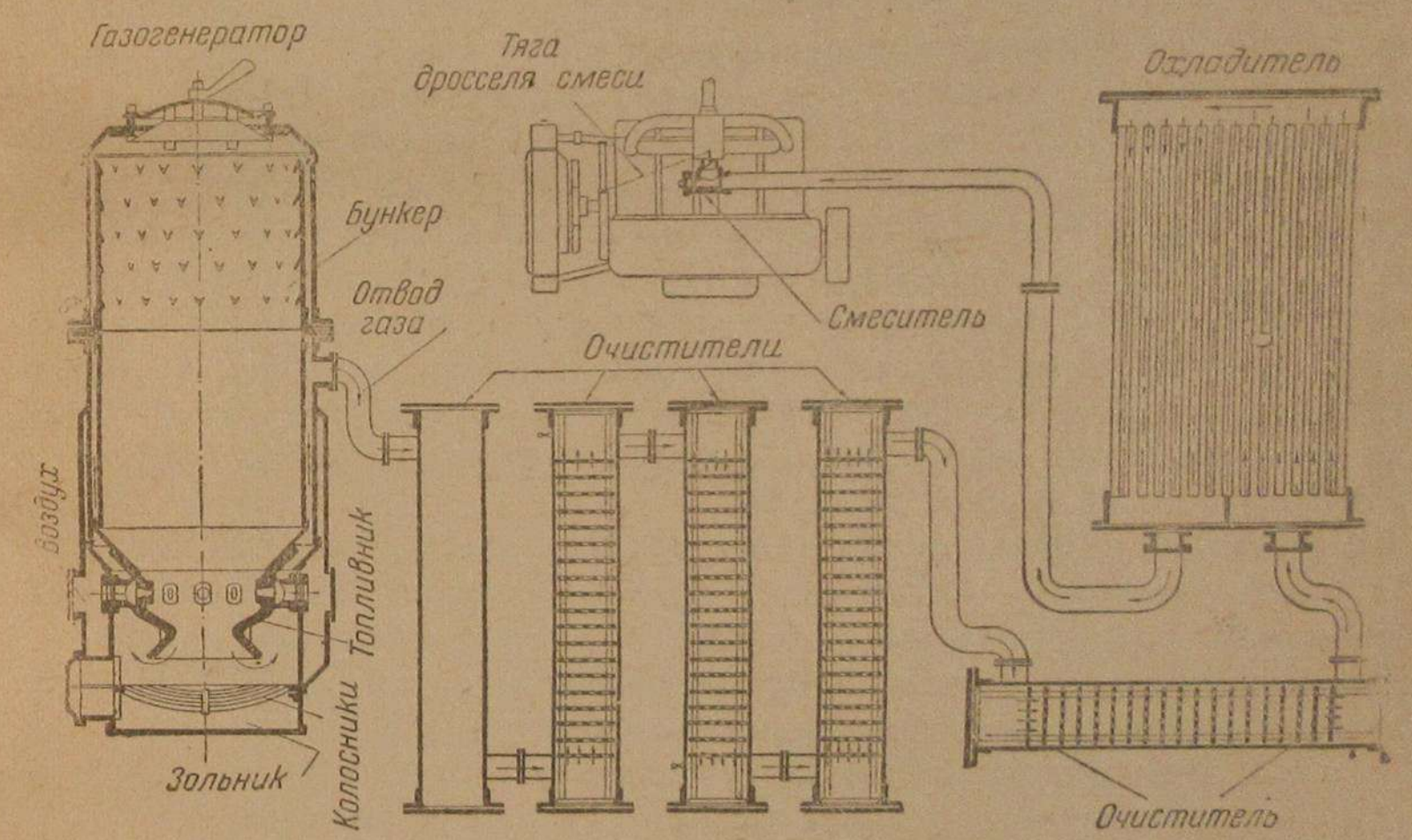


Рис. 4.

Колосниковая решетка расположена на расстоянии 75 мм от нижней части топливника и в 120 мм от дна. Таким образом, газ имеет возможность проходить над колосниками.

Воздух через 2 футерки подводится к фурменному поясу, откуда через 8 фурм поступает в топливник. С целью утилизации тепла отходящих газов, осуществлен подогрев воздуха и топлива, благодаря этому конструкция генератора получилась трехстенной. Верхняя часть генератора двустенная, внутренний кожух является конденсатором для отвода излишка влаги топлива. Конденсат спускается периодически через краник.

**Очистители газа** — инерционного типа. Газ последовательно проходит через 4 секции прямоугольных труб, заполненных пластинами с отверстиями, расположенными в шахматном порядке. Первая от газогенератора секция таких пластин не имеет и служит отстойником.



Охладитель — радиаторного типа состоит из 2 резервуаров: верхнего и нижнего, соединенных между собою 27 трубками диаметром 2,5 см. Смотровые лючки, а также лючки для прочистки трубок отсутствуют. Чтобы произвести очистку охладителя, требуется отвернуть 90 болтов. Спуск конденсата производится через 2 трубочки диаметром 15 мм. Смеситель стандартного типа. Степень сжатия двигателей — 6,53.

#### 4. Установка ЛС-1 Лесосудомашстроа

Установка ЛС-1 спроектирована газогенераторной группой Лесосудомашстроа и построена в 1936 г.

**Газогенератор** (рис. 5) изготовлен из жароупорной стали Э.Я.З.С. Верхним своим концом приварен к внутреннему цилиндру, а в середине крепится к наружной стенке при помощи футерки с нарезкой.

Колосниковая решетка отсутствует, и топливо опускается прямо на днище генератора. Во время работы генератора уголь и зола затягиваются в пространство между топливником и наружной стенкой. Таким образом, юбка топливника с двух сторон окружена раскаленным углем.

Воздух подводится через одну футерку с обратным клапаном в фурменный пояс, откуда по 12 фурмам сечением 10 мм поступает внутрь топливника. Подогрев топлива производится отходящими газами, которые выходят из генератора в верхней его части. Газогенератор имеет 2 стенки, между которыми и охлаждается проходящий газ. Бункер имеет конденсатор. Конденсат отводится через конденсационный бачок с гидравлическим затвором. Отводу влаги из бункера содействует эжекционное действие выхлопных газов, так как трубка, отводящая конденсат, соединена с выхлопной трубой двигателя.

**Очистители первичной очистки газа.** Из газогенератора газ поступает в грубый очиститель — отстойник, который состоит из 2 цилиндров, расположенных под сиденьем водителя. В нижней части цилиндров помещены пылеуловители — металлические пластины на высоте  $\frac{1}{4}$  диаметра. Газ проходит последовательно через 2 очистителя грубой очистки.

После грубых очистителей газ попадает в нижнюю часть большого цилиндра, помещенного рядом с газогенератором. В верхней части цилиндра на сетку насыпаны металлические кольца Рашига. Далее газ проходит левую колонку спереди трактора, которая также наполнена металлическими кольцами. Последние 2 очистителя работают по принципу поверхностных очистителей.

**Охладитель** (рис. 6) — радиаторного типа, состоит из 2 резервуаров, соединенных между собою плоскими трубками. Верхний резервуар имеет один боковой смотровой люк, что представляет известные неудобства при очистке. Нижний резервуар для удаления конденсата имеет лючок. В крышке этого лючка устроено небольшое отверстие, через которое удаляется конденсат при работе мотора на малых оборотах.

**Очиститель тонкой очистки** (рис. 6). Из охладителя газ поступает в правую колонку, где проходит через металлические кольца Рашига и 2 слоя металлического волоса, взятого из воздухоочистителя „Вортокс“. Смеситель газа стандартного типа. Степень сжатия двигателя равна 6,53.

Для более наглядной иллюстрации описанных газогенераторов приводим табл. 1.

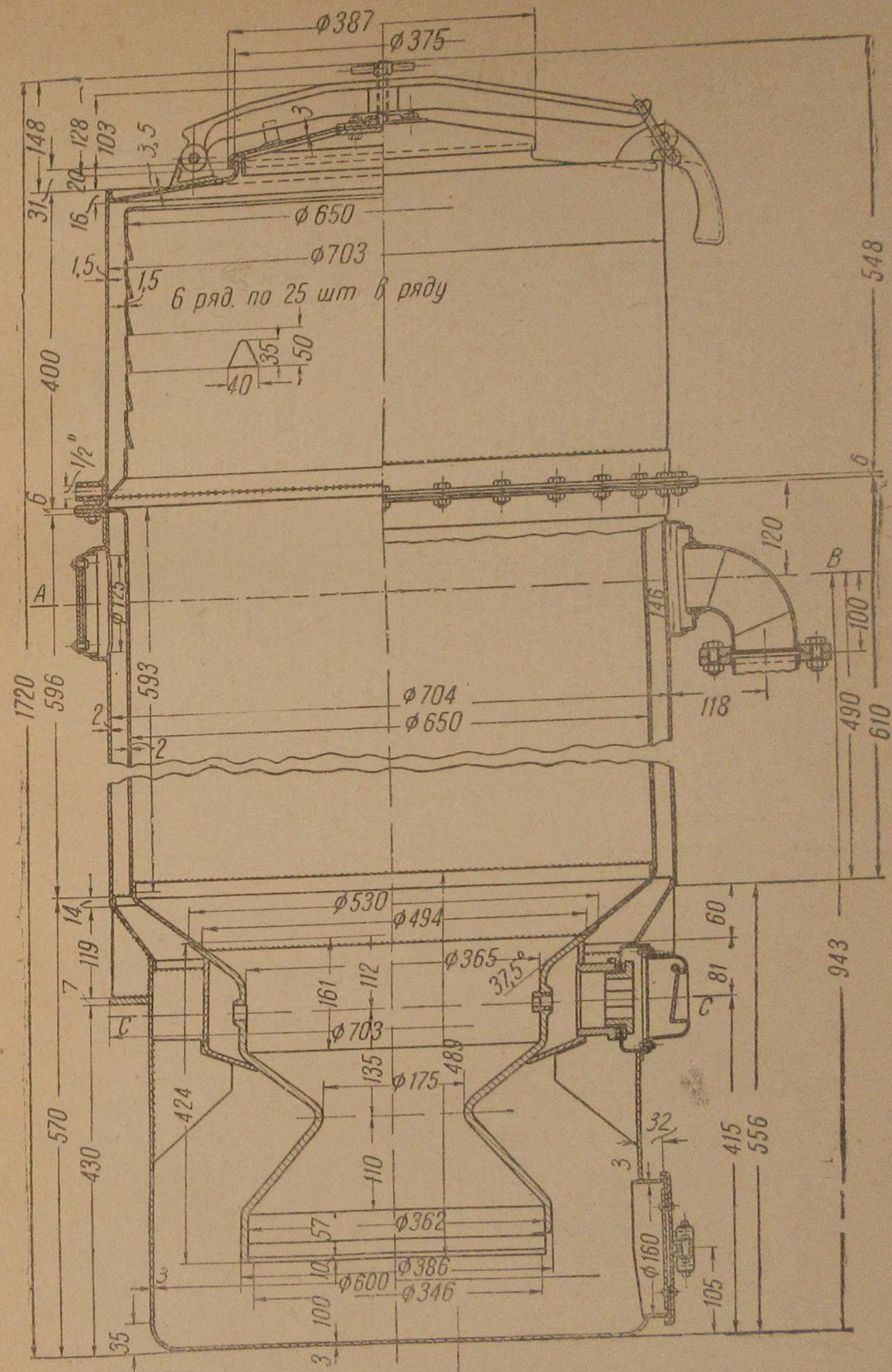


Рис. 5.



## Основные данные газогенераторных установок

№ п/п.	Наименование показателей	Газогенераторные установки			
		НАТИ-Г-13	Д-9-К	ЦНИИМЭ Кулябина	ЛС-1
1	Наружный диаметр бункера в мм . . . . .	855	640	675	704
2	Объем бункера в м <sup>3</sup>	0,39	0,31	0,35	0,36
3	Вес загружаемого топлива в кг (береза при влажности в 12 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ) . . . . .	100	81	91	94
4	Система подвода воздуха . . . . .	16 фурм. <i>d = 12 мм</i>	8 щелей <i>h = 3,5 мм</i> сечение <i>8 × 107 мм</i>	8 фурм <i>d = 12 мм</i>	12 фурм <i>d = 10 мм</i>
5	Площадь живого сечения прохода воздуха через фурмы в см <sup>2</sup> . . . . .	18,1	30,0	9,0	9,4
6	Скорость прохода воздуха через фурмы в м/сек <i>v = 104 : F</i> . . . . .	15,9	9,6	32,0	30,7
7	Напряженность горения при максим. мощности <i>n = 650</i> об/мин. и среднем расходе 50 кг/час: а) на уровне фурм пояса . . . . . б) в средней части топливника . . . . . в) в узком месте . . . . .	735 1 180 2 200	490 620 890	575 1 010 2 200	480 890 2 200
8	Внутренний диаметр топливника (в мм): а) на уровне фурм . . . . . б) в суженном месте . . . . .	294 170	360 280	332 170	365 175
9	Площадь сечения топливника на уровне фурм в м <sup>2</sup> . . . . .	0,068	0,102	0,0868	0,1046
10	Объем зольника в л	47	38	32	34
11	Вес генератора в кг	300	240	340	260
12	Емкость резервуаров очистителей в л . . . . .	160	281	384	275
13	Поверхность охлаждения секций в м <sup>2</sup>	5,2	4,7	1,95	3,5
14	Габаритные размеры охладителей в мм	1340 × 1235 × 195	1300 × 770 × 240	1340 × 1250 × 170	1200 × 695 × 200

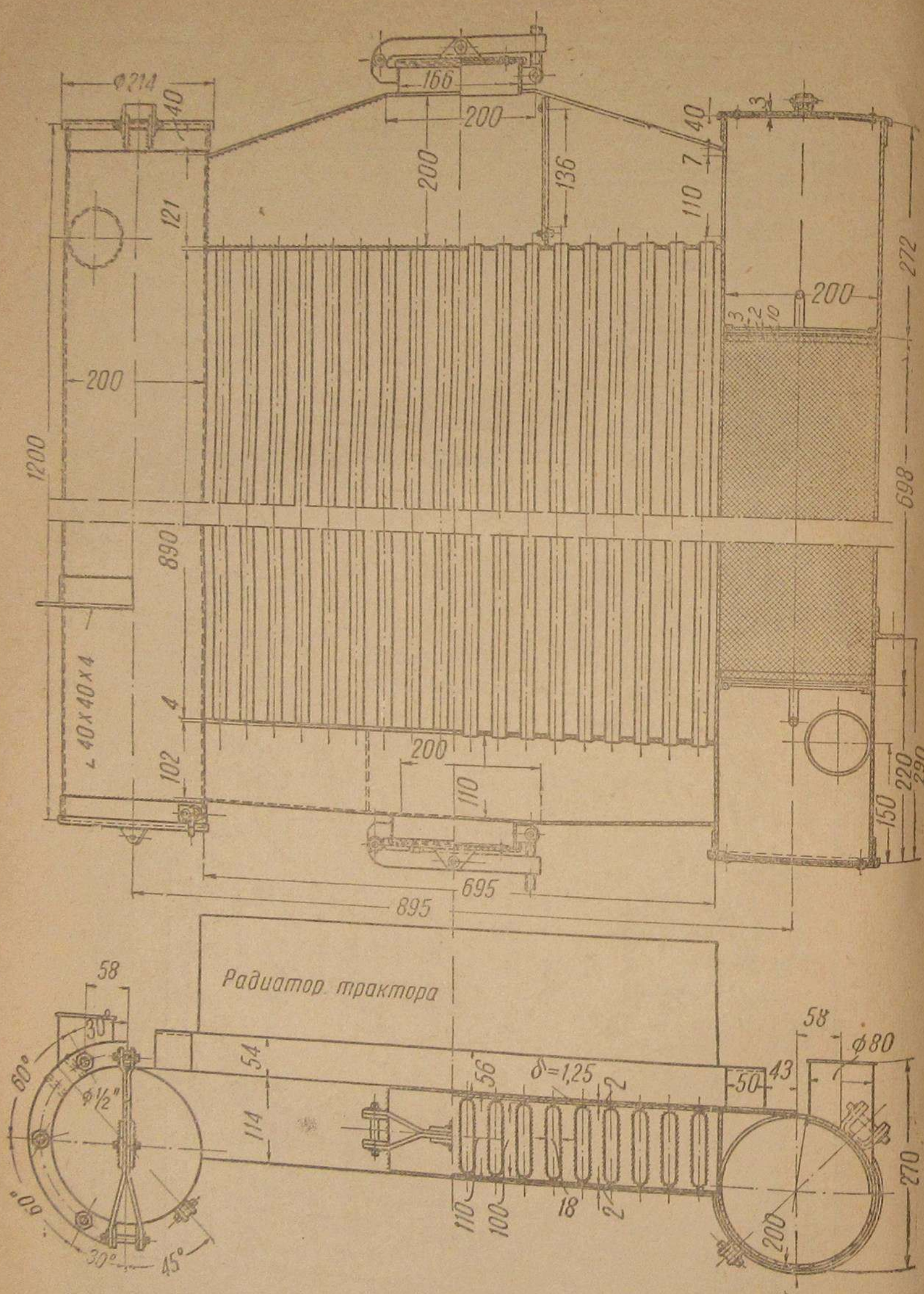


Рис. 6.

Примечание. Емкость очистителей определялась для всех установок без учета объема набивки (пластины, щетки, кольца и пр.).



## II. УСЛОВИЯ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Монетная тракторная база Свердловска, где проводились испытания, расположена в 35 км от Свердловска, при ст. Монетная.

Подвозка леса к железнодорожной магистрали производится зимой по ледяной дороге с санными прицепами, а летом по грунтовой дороге с колесными прицепами.

Для проведения испытаний автокомбинатом были изготовлены 4 телеги конструкции ЦНИИМЭ грузоподъемностью в 10 т, вес телеги 4 т (нагрузка из сырой древесины доходила до 13—15 м<sup>3</sup>).

Погрузка древесины на телеги производилась вручную и тракторным дерриком; ввиду отсутствия запасных телег трактору приходилось стоять на складе в ожидании погрузки, мотор при этом не глушился, и его работа отнесена к холостому ходу. Всего погрузочных складов было 5. Разгрузка древесины производилась вручную на разгрузочном складе, расстояние хода порожняка характеризуется следующими данными:

- 1) от диспетчерской будки до I склада (возле кордона) . . . 3 км
- 2) от диспетчерской будки до II склада (возле кордона) . . . 3,2 км
- 3) от диспетчерской будки до III склада (возле кордона) . . . 3,6 км
- 4) от диспетчерской будки до IV склада (возле выемки) . . . 3,7 км
- 5) от диспетчерской будки до V склада (возле выемки) . . . 4,0 км

Расстояние вывозки в грузовом направлении на 400 м больше, чем в порожнем, а именно:

- 1) от I погрузочного склада (у кордона) до шпалорезки . . . 3,4 км
- 2) от II погрузочного склада (у кордона) до шпалорезки . . . 3,6 км
- 3) от III погрузочного склада (у кордона) до шпалорезки . . . 4,0 км
- 4) от IV погрузочного склада (у выемки) до шпалорезки . . . 4,1 км
- 5) от V погрузочного склада (у выемки) до шпалорезки . . . 4,4 км

Грунтовая дорога, по которой производилась вывозка леса на испытываемых машинах, расположена параллельно тракту, идущему в Свердловск. Профилирование дороги не производилось, так что она в грузовом направлении имеет подъем до 3<sup>0</sup>/<sub>0</sub> и выбоины значительной величины. Грунт дороги глинистый и суглинистый, во время дождя получается сильное прилипание грязи, что увеличивает бесполезный вес, кроме того грунт плохо пропускает воду, которая после дождя скапливается на дороге. В сухую погоду дорога дает сильную пыль, затрудняя работу трактора.

Программой комиссии предусмотрено каждому испытываемому трактору отработать 140 час. на березовых дровах и 60 час. на сосновых, а всего 200 час. работы на газе. Топливо для испытаний применялось в форме чурок длиной 6 см и сечением 9—12 см<sup>2</sup>. Заготовка чурок производилась механически, т. е. длинные дрова распиливались на круглопильном станке с последующей расколкой на механическом колуне. Древесина, из которой заготавливались чурки, имела влажность свыше 30<sup>0</sup>/<sub>0</sub>; дальнейшее понижение влажности достигалось искусственной сушкой в примитивных сушилках.

Испытания проходили в благоприятных климатических условиях. В начале испытаний, до 15/XI, погода стояла дождливая — неустойчивая, а затем до конца испытаний — устойчивая, солнечная.

Перед началом испытаний был произведен осмотр всех тракторов и газогенераторных установок, поставлены новые поршневые кольца; число оборотов на холостом ходе у всех машин установлено 780 об/мин.

Первым этапом испытания явилось динамометрирование с целью определения тяговых свойств машин.

## III. УХОД И ОБСЛУЖИВАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТРАКТОРОВ

Перед началом испытаний комиссией были выработаны режимы чистки очистителей у каждого испытываемого трактора и смены масла в картере двигателя.

В среднем было принято, что полная чистка всех очистителей и охладителей производится через каждые 60 час. работы на газе, а вспомогательная чистка — профилактика очистителей — через каждые 30 час. работы газогенераторов.

Смена масла в двигателях производилась через 40 час. с одновременным взятием проб масла для анализа на степень засоренности его посторонними примесями (зола, смола и др.). Чистка зольника происходила по мере надобности (в среднем 1 или 2 раза за рабочий день).

При испытании газогенераторных тракторов, на основании данных хронометража, выяснено, что время, потребное на полную очистку всех очистителей и холодильника установки НАТИ-Г-13, составляет 3 чел/час. Профилактика очистителей Г-13 через 30 час. работы на газе требует 1 чел/час. Удобно чистить только очистители грубой очистки; масляный фильтр чистить трудно, так как отработанное масло фильтра, перемешанное с угольной массой, приходится выгребать руками со дна фильтра и промывать водой. Нижний резервуар фильтра почти недоступен для очистки.

Полная чистка всех очистителей газогенераторной установки Кулябина требует 2,5 чел/часа. Вынимать диски из корпусов очистителей трудно вследствие их заедания от имевшихся в корпусах очистителей вмятин. Чистка охладителя газа очень неудобна и требует много времени, до 10 чел/час.

Время, потребное на полную очистку очистителей и холодильника установки ЛС-1, равнялось 2,5—3 чел/час. На профилактику очистителей затрачивалось 0,7 чел/часа. При очистке очистителей и холодильника необходимо до 12 ведер воды, так же, как и для очистки очистителей установки Г-13. Вода служит для промывания колец Рашига и металлических фильтров — подушек. Очистку производить удобно, за исключением промывания водой, последнюю особо затруднительно производить в зимнее время. Очистка очистителей установки Д-9-К занимает 1 чел/час. без применения воды и никаких затруднений не вызывает.

Среднее время, потребное на розжиг газогенератора и перевод двигателя на генераторный газ (при заведенном двигателе на бензине), для тракторов с установкой Г-13 и ЛС-1 равнялось 6—7 мин. для установки Д-9-К — 18,5 мин., и для установки Кулябина — 5 мин. Были случаи, когда это время уменьшалось до 3 мин. для установок Кулябина, ЛС-1 и Г-13. Несколько дольше переводился на генераторный газ двигатель трактора с установкой Д-9-К.



Время заводки двигателя на бензине зависело от температурных условий. В холодную погоду (небольшие заморозки до 6—7°С) двигателя заводились дольше, однако на продолжительности пуска двигателя на бензине сильно сказывалось качество очистки генераторного газа; так, хуже всего заводился двигатель трактора НАТИ-Г-13, среднее время его пуска на бензине равно 36 мин. Система очистки газа у Г-13 совершенно неудовлетворительна. Поэтому двигатель и смеситель сильно засарились угольной массой, и загрязнялись свечи. Конечно, на увеличение продолжительности заводки двигателей влияла повышенная степень сжатия; у НАТИ-Г-13 степень сжатия 6,95, у ЛС-1 и Кулябина — 6,53 и у Д-9-К — 6,3. Следовательно легче всего на бензине должен был бы заводиться двигатель трактора с установкой Д-9-К, как имеющей сравнительно низкую степень сжатия.

Однако на практике выяснилось, что заводка этого двигателя производилась удовлетворительно только тогда, когда двигатель и смеситель были чистые. После работы трактора на газе в течение 4—5 дней, из-за неудовлетворительной очистки, двигатель заводился плохо, среднее время заводки равнялось 22 мин.

Двигатель же трактора с установкой ЛС-1, имеющий сравнительно удовлетворительно работающую систему очистки, заводился хорошо, среднее время заводки 11 мин.

В табл. 2 даны затраты рабочей силы в чел/час. на сборку и разборку газогенераторов при их ремонте.

Таблица 2

Тип газогенератора	Разборка газогенератора		Сборка газогенератора		Итого на разборку и сборку	
	чел/час.	%	чел/час.	%	чел/час.	%
НАТИ-Г-13 . . . . .	6,5	87	18,0	128	24,5	114
Д-9-К . . . . .	7,5	100	14,0	100	21,5	100
Кулябина . . . . .	15,0	200	20,0	143	35,0	163
ЛС-1 . . . . .	6,0	80	8,25	59	14,25	66

Из таблицы видно, что большее время требуется на сборку и разборку установки Кулябина, а затем на установку Г-13. За 100% взято время разборки газогенераторной установки Д-9-К, как наиболее распространенной в лесной промышленности. С этой установкой сравниваются и другие показатели работы газогенераторных тракторов.

#### IV. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРОВ

Для определения тяговых свойств газогенераторных тракторов ЧТЗ было проведено их динамометрирование. Сила тяги определялась самопишущим 3-тонным динамометром Шефер-Буденберг. Динамометрирование производилось на горизонтальной площадке, общая длина заезда трактора при определении силы тяги составляла 250 м,

причем отсчеты времени движения трактора и точный замер тяговых усилий производились на участке 160 м, остающиеся участки по 45 м служили для разбега тракторов. Определения тяговых свойств получены только на II передаче при работе газогенераторов во время динамометрирования на березовых дровах-чурках влажностью 12—14%.

Основной задачей динамометрирования было снятие тяговых характеристик испытуемых тракторов. Перед началом динамометрирования максимальные обороты двигателей тракторов на холостом ходе были отрегулированы на 700 об/мин. при работе на генераторном газе.

Нагрузка на трактор, а следовательно и тяговые усилия на крюке, изменялись путем увеличения или уменьшения количества бревен на специально прицепленных к трактору санях, которые он возил по земле. При движении трактора с порожними санями сила тяги на крюке равнялась от 600 до 800 кг, в зависимости от состояния грунта. При нагрузке на сани 20 бревен сила тяги трактора увеличивалась до 3200 кг. Путем постоянной загрузки саней бревнами менялись сила тяги и скорость движения и соответственно и крюковая мощность трактора.

Результаты динамометрирования представлены в тяговых характеристиках (рис. 7—10). Как видно из диаграммы, тяговая мощность газогенераторных тракторов ЧТЗ с установками НАТИ-Г-13, ЛС-1 и Кулябина примерно равны и находятся в пределах 47—49 л. с. при силе тяги 2900—3000 кг на II передаче.

Несколько большую мощность показал трактор НАТИ-Г-13, что объясняется более высокой степенью сжатия двигателя этого трактора, нежели у двигателей других испытуемых тракторов.

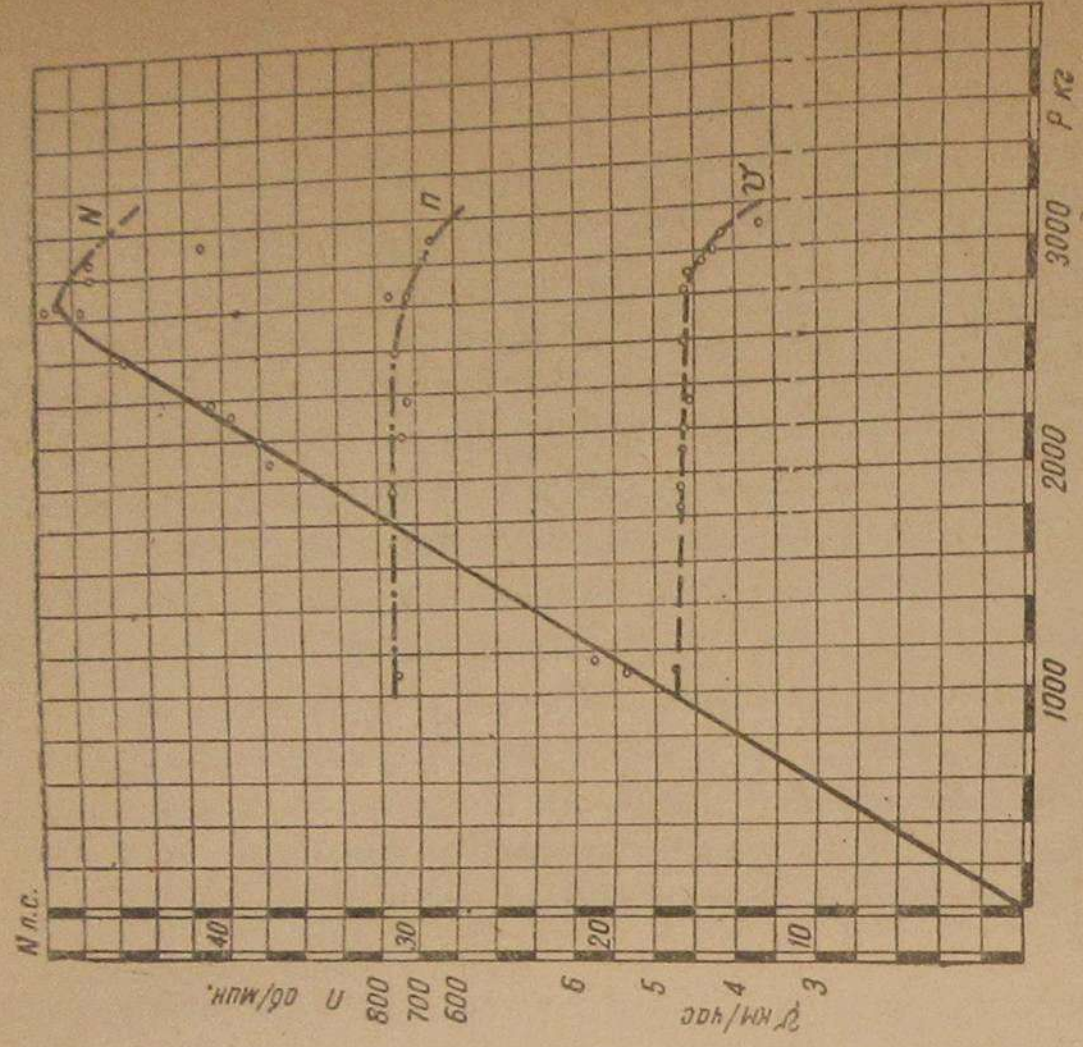
Трактор с установкой Д-9-К давал неустойчивую мощность, максимальная мощность на крюке получена 42,5 л. с. при силе тяги 2800 кг. В табл. 3 показаны полученные максимальные мощности, скорости движения и числа оборотов в минуту двигателей при максимальных мощностях.

Таблица 3

Сводные данные динамометрирования

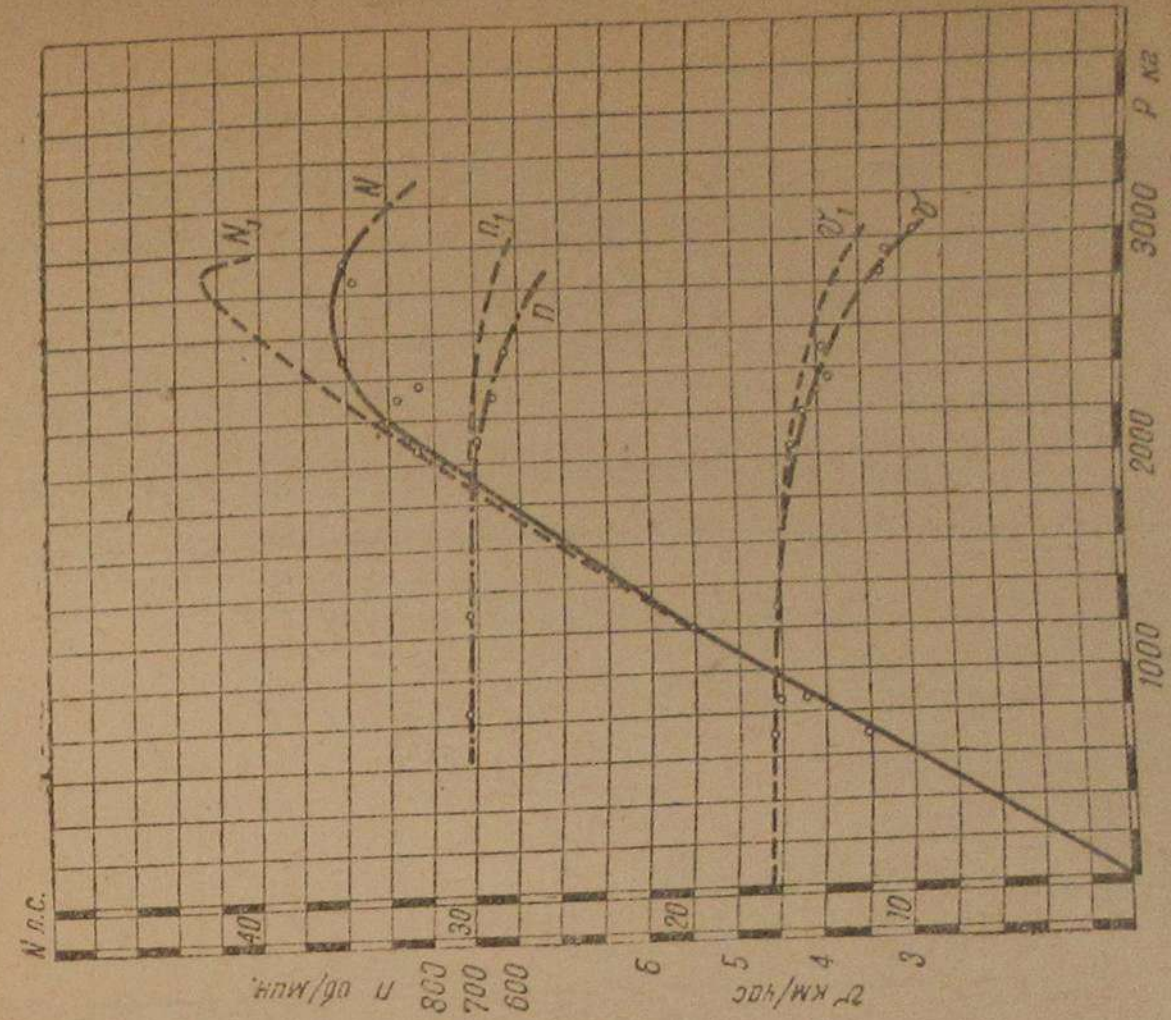
Тип газогенератора	Максимальная мощность на крюке трактора в л. с.	Число оборотов двигателя в мин. при максимальной мощности	Скорость движения трактора в км/час	Сила тяги на крюке при максим. мощности в кг	Степень сжатия двигателя	Примечание
НАТИ-Г-13 . . . . .	49	670	4,3	3 100	6,95	Данные для II передачи при работе газогенераторов на березовых дровах влажностью 12—14%.
Д-9-К . . . . .	42,5	600—650	3,7—4,2	2 850	6,3	
Кулябина . . . . .	47,5	630	4,0	2 900	6,53	
ЛС-1 . . . . .	48,6	700	4,5	2 900	6,53	





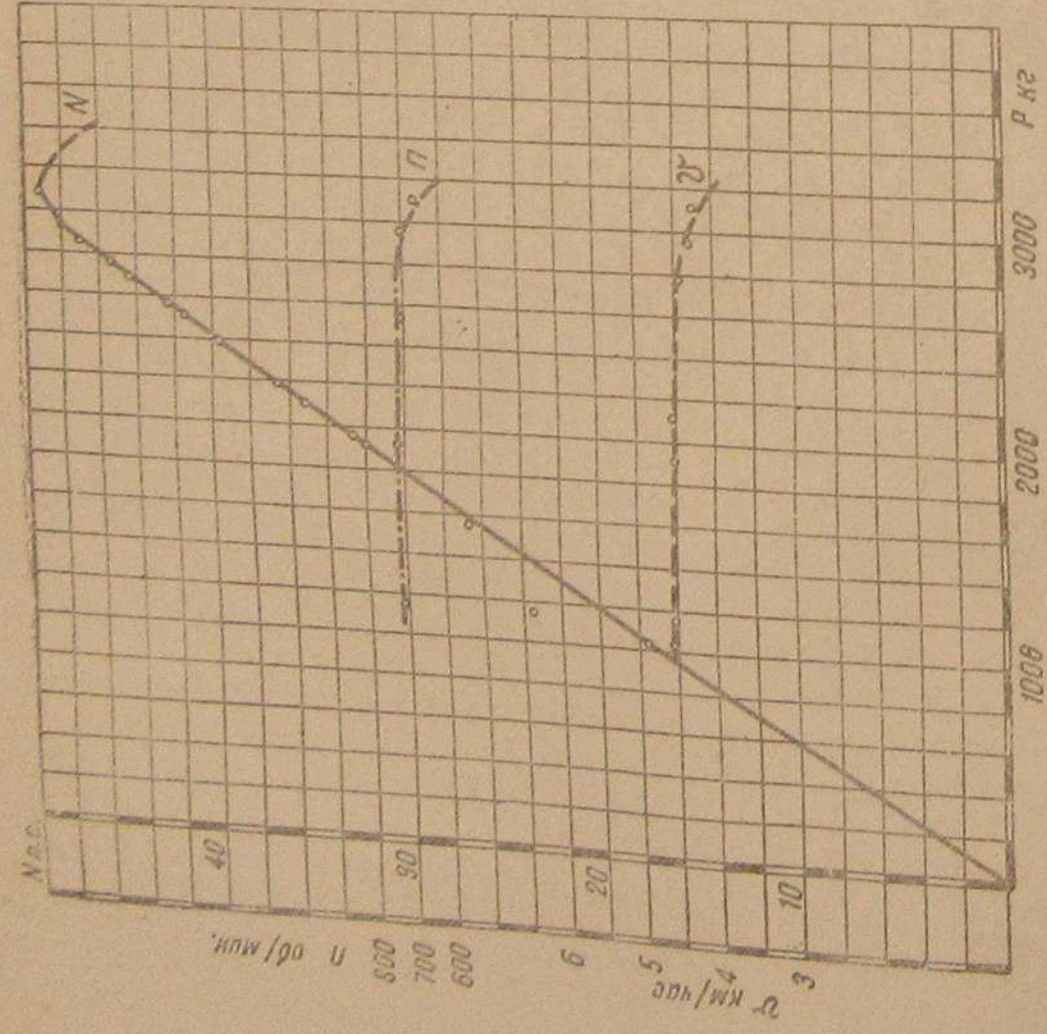
N — Мощность  
 n — Обороты  
 v — Скорость

Рис. 8.



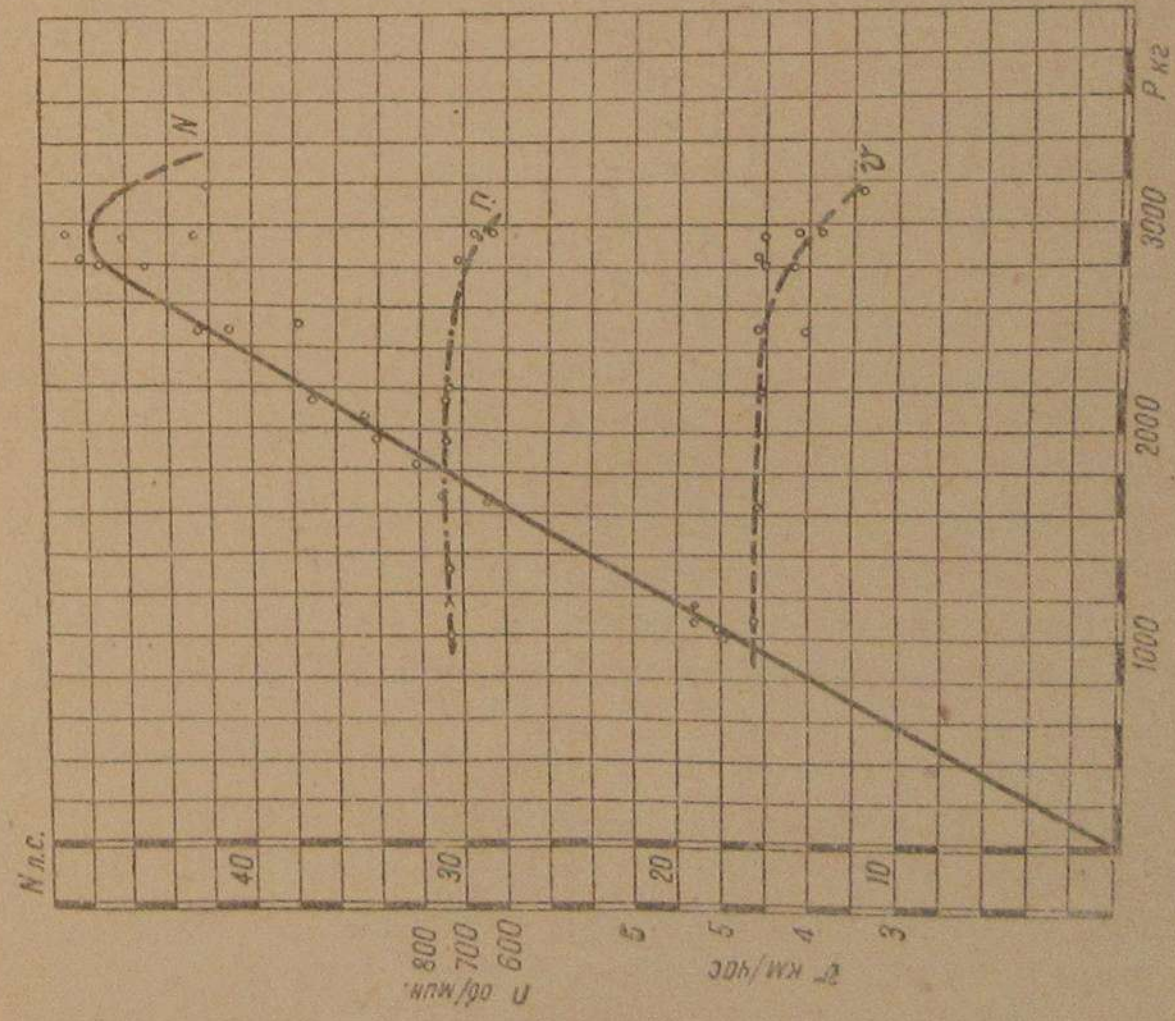
N — Мощность  
 n — Обороты  
 v — Скорость

Рис. 10.



N — Мощность  
 n — Обороты  
 v — Скорость

Рис. 7.



N — Мощность  
 n — Обороты  
 v — Скорость

Рис. 9.



## V. ДАННЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ

Технико-эксплуатационные показатели работы газогенераторных тракторов представлены в табл. 4 и 5, причем в табл. 4 даны итоги работ тракторов и некоторые основные показатели, например общий расход топлива (дров) при работе на березе и на сосне, скорости движения и т. д.

Сводные технико-эксплуатационные показатели

Тип газогенератора	Средняя нагрузка на рейс		Средняя техническая скорость		Средняя коммерческая скорость		Технический расход дров (сосна) на 1 час работы двигателя на газе		Расход бензина			
	в ф. м.	показ.	км/час	показ.	км/час	показ.	кг	показ.	на 1 час работы двигателя на газе		на пуск двигателя	
									кг	показ.	л	показ.
НАТИ-ГАЗ Д-9-К	12,5	1,045	5,13	0,93	2,19	0,936	29,7	1,07	0,83	0,93	2,37	1,03
ЦНИИМЭ	11,95	1	5,51	1	2,34	1	31,7	1	0,77	1	2,45	1
Кулябина	11,72	0,93	5,23	0,96	1,73	0,76	33,0	0,96	0,70	1,1	2,88	0,85
ЛС-1	11,95	1	5,32	0,966	2,26	0,966	26,8	1,18	0,50	1,54	1,67	1,465

В табл. 5 даны сводные показатели работы тракторов. За единицу условно принят по каждому показателю показатель трактора с установкой Д-9-К, так что количество оценочных показателей (очков) у этого трактора получено в 12 очков или 100%. С этой установкой сравниваются показатели работ других установок. В результате наилучшие показатели эксплуатационной работы дал трактор с установкой ЛС-1 — 138%, потом газогенератор Кулябина — 121%, далее НАТИ-Г-13 и на последнем месте газогенератор Д-9-К, принятый за 100%.

При работе на березе скорости движения тракторов были получены ниже, чем при работе на сосне. Это объясняется не влиянием топлива, а всецело плохими дорожными условиями во время работы на березе из-за порчи пути от дождей. В дальнейшем при переводе газогенераторов на работу на сосновом топливе погода улучшилась, дорога исправилась, скорость движения несколько увеличилась.

Трактор Д-9-К прибыл на испытание с запозданием и работал все время при хороших дорожных условиях, поэтому его средняя скорость получилась выше, чем у других тракторов.

Трактор с установкой Кулябина несколько дней не работал из-за ремонта газогенератора и двигателя, поэтому выполненная им работа меньше, чем ЛС-1 и Г-13.

Технический расход дров сосновых на 1 час работы двигателя трактора на газе меньше всего получен у газогенератора ЛС-1 — 26,8 кг, далее у Г-13 — 29,7 кг, у Д-9-К — 31,7 кг и у Кулябина — 33,0 кг. Технический расход дров определялся путем полного выгорания топлива

бункера при работе трактора на III передаче в одинаковых дорожных условиях с одной порожней 8-колесной телегой весом в 4 т.

Эксплуатационный расход дров на 1 час работы двигателя на газе получен путем учета расхода всего топлива за период испытаний, разделенного на количество часов работы трактора на генераторном газе. Этот расход колеблется для тракторов от 27 и до 31,4 кг, причем наиболее экономично расходовал топливо газогенератор Кулябина, что

Таблица 4

работы газогенераторных тракторов ЧТЗ

Расход автола на 1 час	Среднее время пуска охладителя двигателя на бензине		Время розжига и перевода на газ		Время, потребное на полную очистку очистителей		Периоды чистки или шуровки зольника		Время, потребное на разборку и сборку газогенератора		Общий итог оценочных показателей	Оценка эксплуатационных качеств газогенератора в %	
	л	показ.	мин.	показ.	чел./час.	показ.	час.	показ.	чел./час.	показ.			
1,03	0,936	36	0,61	6	3,08	1,37	0,474	5	0,885	24,5	0,88	12,833	107
1,04	1	22	1	18,5	1	0,65	1	5,65	1	21,5	1	12,0	100
0,7	1,49	22,4	0,98	5	3,7	2,5	0,26	10,75	1,91	35,0	0,61	14,56	121
0,94	1,11	11	2,00	7	2,64	1,33	0,49	9,7	1,72	14,25	1,51	16,587	138

объясняется устойчивой работой двигателя на газе на малых оборотах во время погрузки леса. Более всего расходовали топливо газогенераторы НАТИ-Г-13 и Декаленкова, что объясняется работой двигателей на несколько более высоких оборотах во время погрузки, чем двигателей тракторов ЛС-1 и Кулябина. Это необходимо было делать для тракторов Г-13 и Д-9-К во избежание заглохания двигателей на стоянке при длительной работе на малых оборотах, так как обычно газогенераторы Д-9-К и Г-13 не давали устойчивой работы при малых оборотах.

По расходу бензина наиболее экономные данные дал газогенераторный трактор ЛС-1; на час работы двигателя затрачено в среднем 0,50 л. Больше всех тракторов расходовал бензина газогенераторный трактор НАТИ-Г-13 (до 0,83 л на час работы двигателя) вследствие частых остановок мотора по вине газогенератора и трудности утренней заводки двигателя.

Наиболее часто двигатель останавливался по вине газогенератора у установки НАТИ-Г-13. Остановки двигателя вызывались необходимостью чистки или шуровки зольника; у Г-13 приходилось через каждые 5 час. работы двигателя на газе чистить или шуровать зольник, у Д-9-К через 5,65 часа; у ЛС-1 через 9,7 часа и у Кулябина через 10,75 часа. Особенно часто приходилось чистить зольник (через 2—3 часа) у установки Г-13 при работе с одной футеркой, вторая была в начале испытаний закрыта. При работе с 2 футерками периоды чистки зольника возросли до 10—12 час.

Эксплуатационные испытания газогенераторных тракторов ЧТЗ в летних условиях показали, что наиболее надежно работает установка ЛС-1, хотя и она обладает рядом недостатков.



Технико-эксплуатационные показатели работы газогенераторных тракторов ЧТЗ

Конструкция газогенератора	Число режисов	Общий пробег трактора в км	Вывезено ф. м.	Число часов работы двигателя на газе в час. и мин.			Средняя скорость движения трактора в км/час		Расход топлива и масла			Код. чисток и шуров. золыч.	Чис. затр. днит. по вине газот.	Экспл. расход дров на 1 час работы двигателя на газе в кг	
				с груз.	б/груза	хол. ход и раб. с дерриком	итого	технич.	коммерч.	дрова в кг	бензин в л				автол в л
НАТИ-Г-13	41	314,3	513,08	34—39	26—54	71—07	132—40	5,11	2,17	4168	123,5	151,5	32	24	31,4
	14	156,9	176,05	11—32	14—14	35—31	62—17	5,17	2,25	1730	37,5	59,0	7	7	23,6
	55	471,2	689,13	46—11	42—08	106—38	194—57	5,13	2,19	5948	161,0	210,5	39	31	30,5
ЛС-1	40	317,1	498,38	35—41	25—31	73—47	134—59	5,06	2,17	3814	68,5	113,5	17	20	29,0
	22	184,35	243,36	14—58	15—02	39—16	69—16	5,90	2,45	1809	31,5	75,5	4	6	26,1
	62	501,45	714,74	50—39	40—33	113,03	204—15	5,32	2,26	5623	100,0	189,0	21	26	28,0
Д-9	22	297,1	263,43	29—21	26—20	49—14	129—40	5,51	2,34	2989	81,0	109,0	23	35	28,5
	33	250,5	387,52	25—51	21—40	73—14	139,52	5,28	1,78	3812	95,0	97,5	13	19	27,3

Работа на березовых дровах-чурках

НАТИ-Г-13

Работа на сосновых дровах-чурках

ЛС-1

Работа на березовых дровах

Работа на сосновых дровах

Д-9

Работа газогенератора на сосновых и березовых дровах-чурках

Работа газогенератора на сосновых и березовых дровах-чурках

Кулябина

- На основе вышеизложенного следует признать:
1. Газогенераторная установка Д-9-К (Декаленкова), хотя и дала лучшие показатели, чем установка Д-8, является устаревшей по конструкции и мало эффективной из-за частого ремонта.
  2. Газогенераторная установка ЦНИИМЭ (Кулябина) имеет ряд существенных конструктивных недостатков, громоздкую систему очистки и сложный ремонт (разборка и сборка).
  3. У газогенераторной установки ЛС-1, хотя и показавшей хорошие эксплуатационные показатели, должны быть устранены отмеченные конструктивные недостатки, кроме того следует указать, что она, по сравнению с другими установками, проработала в общей сложности меньшее количество часов (закончена изготовлением в августе 1936 г.)
  4. В газогенераторной установке НАТИ-Г-13 должны быть устранены отмеченные конструктивные недостатки.

Инж.-мех. В.Н. ЗГУРА

### ЗИМНИЕ ИСПЫТАНИЯ УГОЛЬНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Если рабочие качества автомобилей с разнотипными древесно-угольными газогенераторными установками в летнее время достаточно хорошо изучены в процессе различных испытаний и в эксплуатации, то о работе этих автомобилей в условиях холодной погоды пока имелись лишь поверхностные, отрывочные материалы; подобные материалы давали однако основания ожидать некоторых осложнений в работе угольных газогенераторных автомобилей в зимнее время — ухудшения пусковых качеств, потери работоспособности вследствие сильного увлажнения матерчатых мешков фильтров и т. п.

С целью выявить характерные особенности работы угольных газогенераторных автомобилей в условиях холодной погоды, автор в феврале 1937 г. провел короткие зимние испытания трех грузовых автомобилей с типичными по конструкциям газогенераторными установками Панар (автомобиль ЗИС-5), НАТИ-Г-15 (автомобиль ГАЗ-АА) и Гоен-Пулен (автомобиль ГАЗ-АА). В зимних испытаниях были проверены:

- а) пусковые качества автомобилей,
- б) работа фильтров газогенераторных установок,
- в) работа водяного охлаждения фурмы Гоен-Пулен,
- г) динамические и экономические качества автомобилей.

Изложение результатов проведенных автором в НАТИ коротких зимних испытаний и составляет предмет настоящей работы. Вначале даются общие сведения об объектах испытаний — газогенераторных автомобилях ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен.

#### Объекты испытаний

Коротким испытаниям в зимних условиях подвергнуты были:

- 1) трехтонный грузовой автомобиль ЗИС-5 с газогенераторной установкой Панар (рис. 1 и 2),



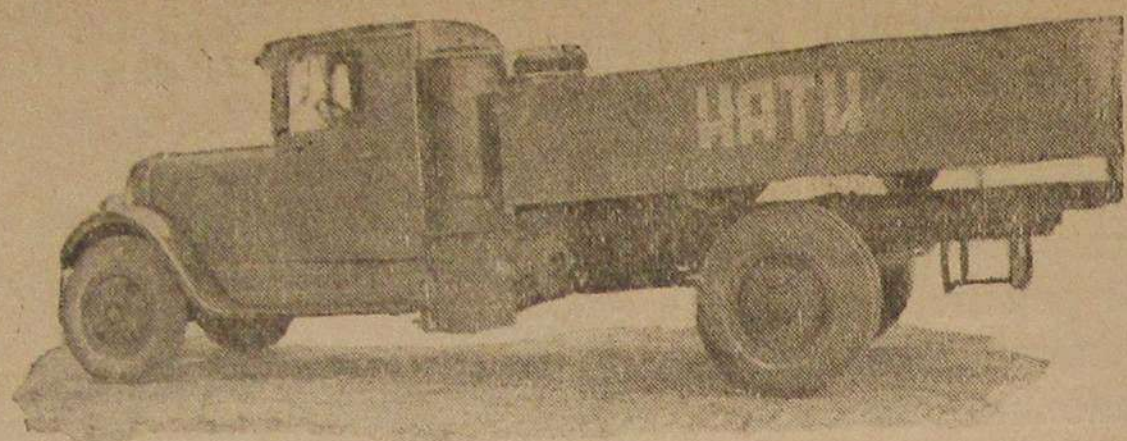


Рис. 1. Автомобиль ЗИС-Панар. Вид со стороны газогенератора.

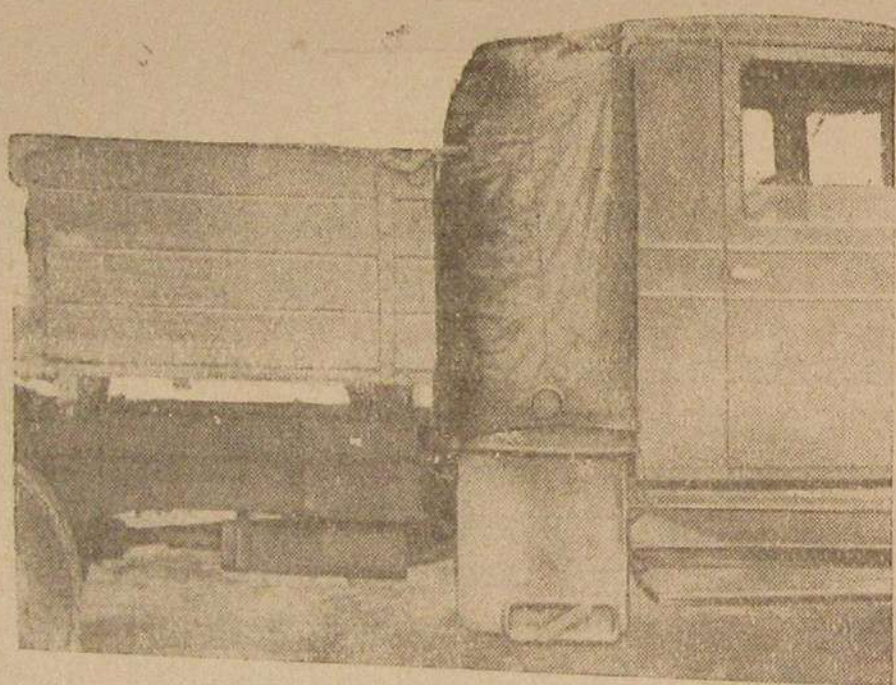


Рис. 2. Автомобиль ЗИС-Панар. Утепление фильтра.

2) полутонный грузовой автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой НАТИ-Г-15 (рис. 3 и 4),

3) полутонный грузовой автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой Гоев-Пулен (рис. 5 и 6).

В состав газогенераторной установки Панар на автомобиле ЗИС-5 входят: газогенератор с нагнетающим вентилятором, охладитель, фильтр и смеситель. Газогенератор осуществляет опрокинутый процесс газифи-

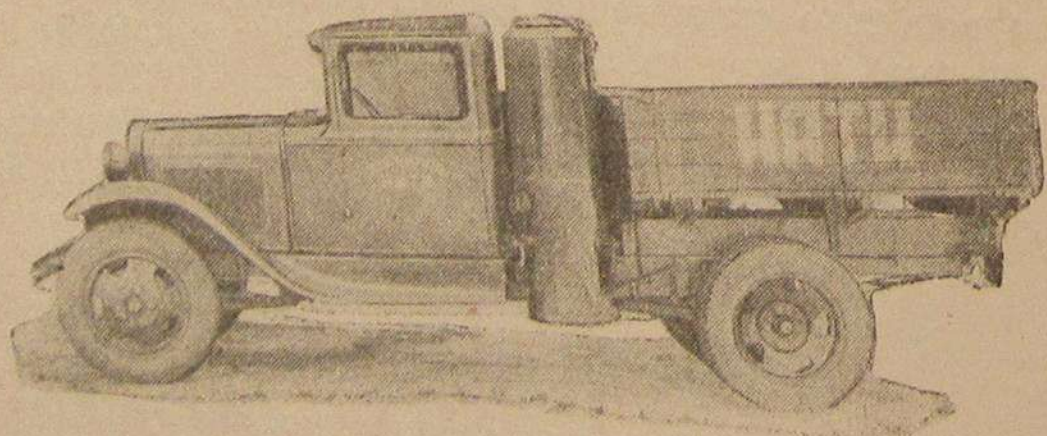


Рис. 3. Автомобиль ГАЗ-Г-15. Вид со стороны газогенератора.

кации крупного древесного угля в камере горения, выложенной из огнеупорных кирпичей; подача воздуха — периферийная, щелевая. Охладитель выполнен в виде 12 круглых труб, соединяющих нижние коробки газогенератора и фильтра. Фильтр заполнен в нижней части коксом; в верхней части фильтра газ проходит через 6 двойных матерчатых мешков, натянутых на плоские сеточные каркасы и установленных вертикально; на выходе газа из основного фильтра имеется предохранительный сеточный фильтр. Смеситель — эжекционного типа, конструкции НАТИ.

Газогенераторная установка НАТИ-Г-15 на автомобиле ГАЗ-АА состоит из газогенератора, охладителя, фильтра и смесителя. В газогене-

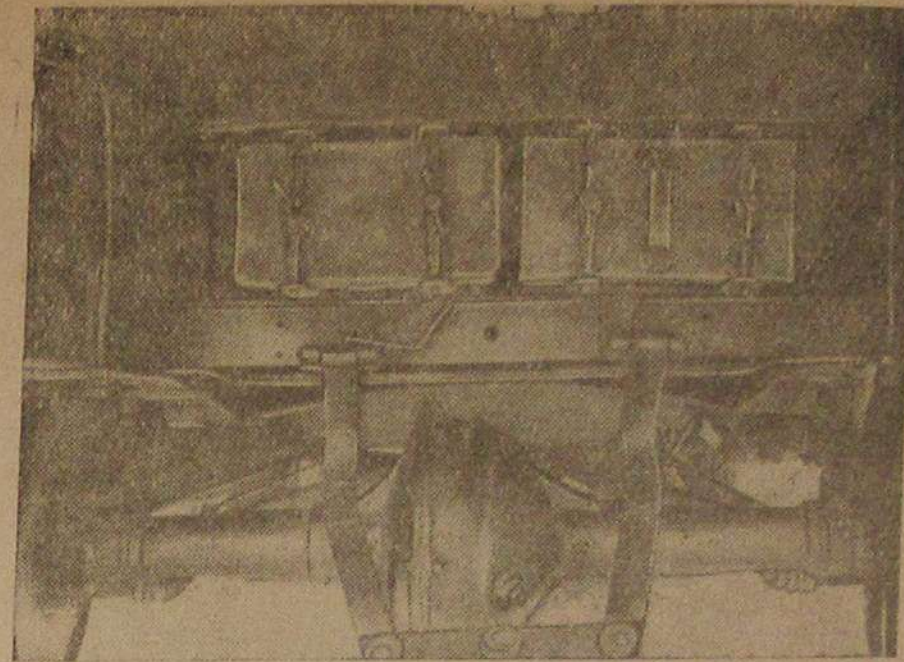


Рис. 4. Автомобиль ГАЗ-Г-15. Вид сзади — расположение охладителя (слева) и фильтра (справа.)

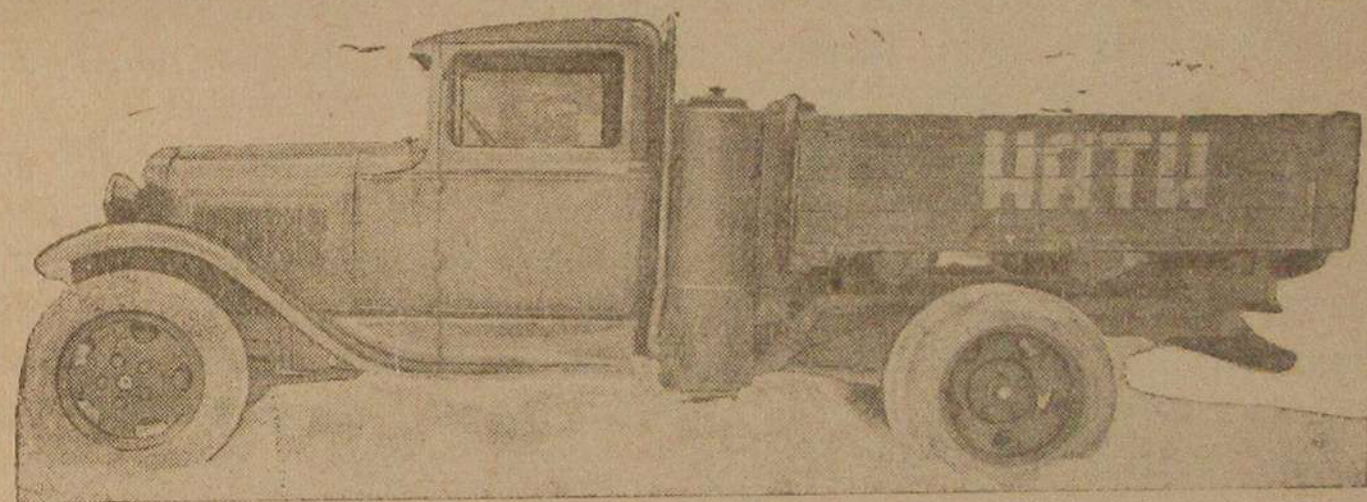


Рис. 5. Автомобиль ГАЗ-Гоев-Пулен. Вид со стороны газогенератора.

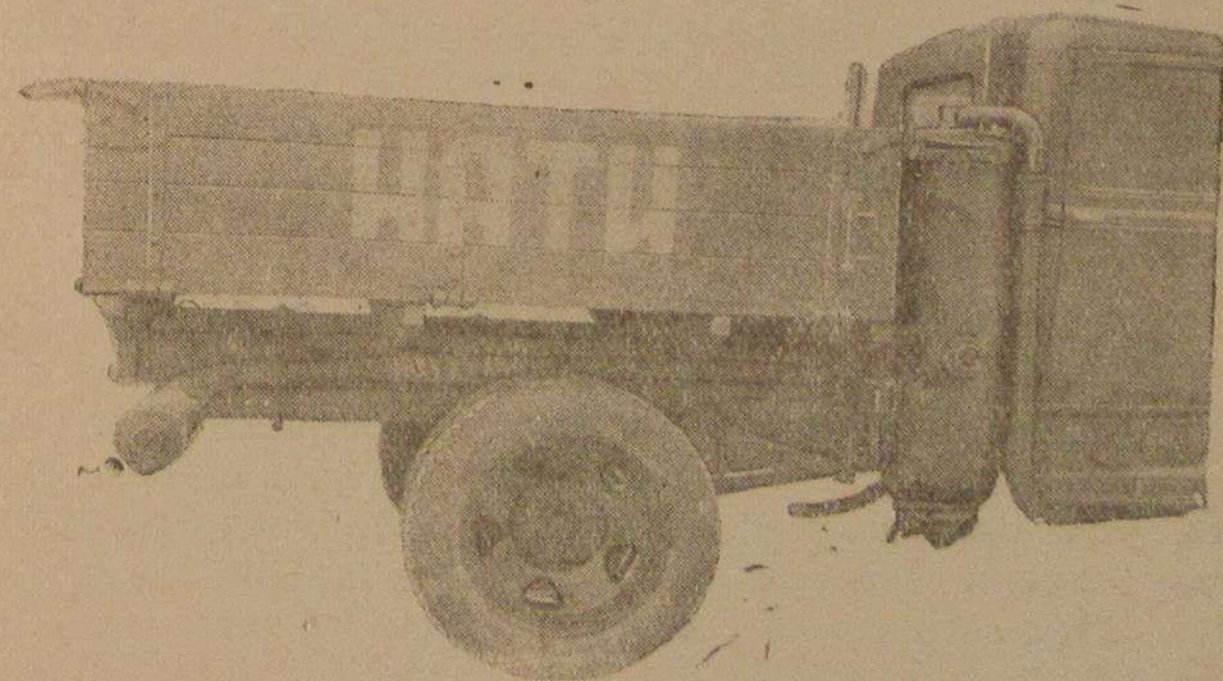


Рис. 6. Автомобиль ГАЗ-Гоев-Пулен. Утепление агрегатов газогенераторной установки.



раторе происходит опрокинутый процесс газификации крупного древесного угля при центральной подаче воздуха; камера горения — стальной усеченный конус. Трубчатый охладитель имеет 10 плоских труб, собранных в две соединенные последовательно секции (по 5 труб в каждой). Основной частью фильтра являются 2 двойных цилиндрических матерчатых мешка, расположенные горизонтально (рис. 7). Смеситель — эжекционного типа.

Смонтированную на автомобиле ГАЗ-АА газогенераторную установку Гоен-Пулен составляют: газогенератор, охладитель-очиститель, фильтр

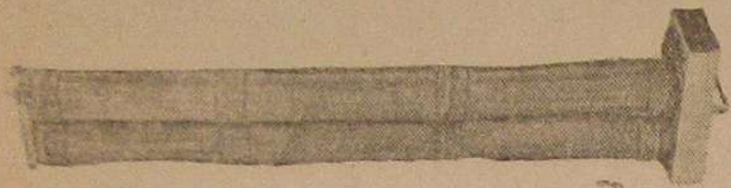


Рис. 7. Матерчатые мешки на каркасе фильтра газогенераторной установки НАТИ-Г-15.

и смеситель. В газогенераторе, нижняя цилиндрическая часть которого является камерой горения, осуществляется горизонтальный скоростной процесс газификации мелкого древесного угля; температура в зоне горения достигает  $1700^{\circ}\text{C}^1$  и выше.

Охладитель-очиститель представляет собою пустотелый цилиндр. Нижняя

часть фильтра заполнена специальным фильтрующим порошком; в верхней части фильтра расположены вертикально 5 двойных матерчатых мешков на плоских проволочных каркасах; в трубопроводе, идущем от фильтра к смесителю, имеется сеточный предохранительный фильтр. Смеситель — простой тройник.

Автомобили ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен поступили на зимние испытания во вполне удовлетворительном техническом состоянии и работали все время безотказно; единственный дефект, замеченный по автомобилю ЗИС-Панар, — частое засорение предохранительного сеточного фильтра газогенераторной установки. Автомобиль ГАЗ-Г-15 начал испытания с изношенным двигателем, прошедшим без шлифовки блока более 16 000 км; в середине испытания этот автомобиль, по неисправности двигателя, вышел из строя.

### Пусковые качества автомобиля

Пусковые качества газогенераторных автомобилей определяются продолжительностью первоначального пуска (розжиг газогенератора из холодного состояния) и продолжительностью пусков после стоянок различной длительности; соответственные замеры и были произведены в процессе зимних испытаний автомобилей ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен.

Каждый из испытанных газогенераторных автомобилей своеобразен по характеру первоначальных пусков, т. е. по комплексу операций, которые необходимо выполнить при розжиге газогенераторов. Своеобразие эта, вытекающая из конструктивных и рабочих особенностей газогенераторов, уже сама по себе предопределяет трудоемкость пусков. Наиболее трудоемким является пуск автомобиля ЗИС-Панар, наименее трудоемким — пуск автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен; об этом говорит состав пусковых операций.

<sup>1</sup> Замерена оптическим пирометром.

В состав пусковых операций автомобиля ЗИС-Панар входят:

а) подготовительные операции к розжигу газогенератора — открытие зольникового люка, вывертывание пробки запального отверстия, закладка зажженного факела и заворачивание пробки запального отверстия;

б) раздувка газогенератора вентилятором (вручную) до выхода из зольникового люка газа удовлетворительного качества;

в) промежуточные подсобные операции: закрытие зольникового люка и наполнение газом трубопроводов и фильтра (несколькими оборотами рукоятки вентилятора);

г) пуск двигателя на бензине;

д) раздувка газогенератора двигателем и перевод двигателя на питание газом.

Пуск автомобиля ГАЗ-Г-15 требует выполнения следующих операций:

а) подготовительных операций к розжигу газогенератора — вывертывания пробки запального отверстия и закладки зажженного факела;

б) пуска двигателя на бензине;

в) раздувки газогенератора двигателем и перевода двигателя на питание газом.

Пуск автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен включает в себя:

а) пуск двигателя на бензине;

Таблица 1

Первоначальные пуски автомобиля ЗИС-Панар

№ п/п.	Температура воздуха в $^{\circ}\text{C}$	Влажность угля в %	Продолжительность операций по пуску						Примечания
			а мин.-сек.	б мин.-сек.	в мин.-сек.	г мин.-сек.	д мин.-сек.	е мин.-сек.	
1	+ 1	6,3	1—40	3—32	0—14	0—45	3—05	9—16	Свежая загрузка Ночная стоянка на холоде
2	— 2	6,3	1—32	3—27	0—06	0—07	1—42	6—54	
3	— 3	9,8	1—50	2—50	0—08	0—04	1—50	6—42	
4	— 6	9,8	1—45	4—05	0—14	0—05	2—09	8—18	
5	— 9	6,3	2—25	5—55	0—14	0—21	1—45	10—40	
6	— 9	12,2	2—13	4—45	0—12	0—09	4—48	12—07	
7	— 9	9,8	1—40	4—00	0—15	0—04	3—10	9—09	
8	—13	6,3	1—40	3—12	0—11	0—05	2—06	7—14	
9	—16	8,4	2—10	4—12	0—05	1—08	4—57	12—32	
Средние значения			1—53	4—00	0—11	0—19	2—50	9—13	

Пояснение. В графах а—д указана продолжительность следующих пусковых операций:

в графе а — подготовительные операции к розжигу газогенератора;

в графе б — раздувка газогенератора вентилятором;

в графе в — промежуточные подсобные операции;

в графе г — пуск двигателя на бензине;

в графе д — раздувка газогенератора двигателем и перевод двигателя на питание газом;

в графе е дано общее (суммарное) время пуска.



Первоначальные пуски автомобиля ГАЗ-Г-15

№ п/п.	Температура воздуха в °С	Влажность угля в %	Продолжительность операций по пуску				Примечания
			а мин.-сек.	б мин.-сек.	в мин.-сек.	г мин.-сек.	
1	+ 1	6,3	0—18	0—12	4—05	4—35	Свежая загрузка
2	— 2	12,2	0—18	0—18	4—03	4—39	
3	— 5	12,9	0—20	0—18	4—00	4—38	
4	— 6	12,9	0—12	0—18	3—10	3—40	
5	— 10	12,9	0—09	0—30	2—03	2—42	
Средние значения			0—15	0—19	3—28	4—02	

Пояснение. В графах а—в указана продолжительность следующих пусковых операций:

- в графе а — подготовительные операции к розжигу газогенератора;
- в графе б — пуск двигателя на бензине;
- в графе в — раздувка газогенератора двигателем и перевод двигателя на питание газом;
- в графе г — дано общее (суммарное) время пуска.

б) раздувку газогенератора двигателем (при зажженном факеле подносимом к воздушной фурме) и перевод двигателя на питание газом. Замеры времени первоначальных пусков автомобилей ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен производились ежедневно, при различных температурах наружного воздуха. С ночных стоянок в теплом гараже автомобили выводились наружу (при работе двигателей на бензине) и простаивали на холоде 30 мин.; только после этого начинались пусковые замеры. Один раз (11 февраля) пусковые качества автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен проверены были после ночной стоянки на холоде (при температуре воздуха от  $-14$  до  $-9^{\circ}\text{C}$ ).

Табл. 1, 2 и 3 дают расчлененное по отдельным операциям время первоначальных пусков испытанных автомобилей. Сопоставляя показанное в этих таблицах чистое время розжига газогенераторов (сумма граф б и д для автомобиля ЗИС-Панар, графа в для автомобиля ГАЗ-Г-15 и графа б для автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен) с температурами воздуха, можно сделать общий вывод, что понижение температуры воздуха не вызывает заметного увеличения продолжительности первоначальных пусков. Лишь в отношении автомобиля ЗИС-Панар усматривается, что самые затяжные пуски (чистое время розжига газогенератора — 9 мин. 33 сек. и 9 мин. 9 сек.) имели место как раз в наиболее холодных условиях: первый случай при  $-9^{\circ}\text{C}$  после ночной стоянки на холоде, второй случай при  $-16^{\circ}\text{C}$ .

Сводка времени первоначальных пусков (табл. 4) подтверждает существующее представление о сравнительно плохих вообще пусковых качествах автомобиля ЗИС-Панар, о вполне удовлетворительных пусковых

Первоначальные пуски автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен

№ п/п.	Температура воздуха в °С	Влажность угля в %	Продолжительность операций по пуску			Примечания
			а мин.-сек.	б мин.-сек.	в мин.-сек.	
1	+ 1	13,0	0—10	1—12	1—22	Свежая загрузка
2	— 2	14,8	0—07	1—15	1—22	
3	— 3	12,0	0—04	2—00	2—04	Свежая загрузка Свежая загрузка Ночная стоянка на холоде
4	— 4	6,5	0—02	2—05	2—07	
5	— 5	13,0	0—15	1—42	1—57	
6	— 6	6,5	0—07	0—44	0—51	
7	— 9	14,8	0—13	0—34	0—47	
8	— 9	14,8	0—02	2—10	2—12	
9	— 9	12,0	0—16	0—56	1—12	
10	— 10	13,0	0—18	1—37	1—55	
11	— 13	14,8	0—04	2—00	2—04	
Средние значения			0—09	1—22	1—31	

Пояснение. В графах а и б указана продолжительность следующих пусковых операций:

- в графе а — пуск двигателя на бензине;
- в графе б — раздувка газогенератора двигателем и перевод двигателя на питание газом;
- в графе в — дано общее (суммарное) время пуска.

Таблица 4

Сводка продолжительности первоначальных пусков автомобилей

Тип автомобиля и газогенераторной установки	ЗИС-5 Панар		ГАЗ-АА НАТИ-Г-15		ГАЗ-АА Гоен-Пулен	
	мин.	сек.	мин.	сек.	мин.	сек.
а) Подготовительные операции к розжигу газогенератора . . . . .	1	53	—	15	—	—
б) Раздувка газогенератора вентилятором . . . . .	4	—	—	—	—	—
в) Промежуточные подсобные операции . . . . .	—	11	—	—	—	—
г) Пуск двигателя на бензине . . . . .	—	19	—	19	—	9
д) Раздувка газогенератора двигателем и перевод двигателя на питание газом . . . . .	2	50	3	28	1	22
Общее (суммарное) время пуска . . . . .	9	13	4	2	1	31
Чистое время розжига газогенератора . . . . .	6	50	3	28	1	22



## Продолжительность пуска автомобилей после стоянок

Тип автомобиля и газогенераторной установки	№ замеров	Температура воздуха в °С	Влажность угля в %	Продолжит. пуска (в мин.-сек.) после стоянок в			
				0 мин.	10 мин.	20 мин.	30 мин.
ЗИС-5 Панар	1	+ 1	6,3	0-05*	2-21	2-20	3-11
	2	- 3	9,8	0-05*	2-06	2-37	3-04
	3	- 9	9,2	0-03*	2-34	2-07	3-29
	4	- 9	12,2	0-02*	2-17	2-18	3-10
	5	- 16	8,4	0-03*	1-44	2-17	3-16
	Средние значения				0-04*	2-12	2-20
ГАЗ-АА НАТИ-Г-15	1	+ 1	6,3	0-02*	0-41	1-22	1-55
	2	- 9	12,2	0-02*	0-42	1-38	2-14
	3	- 10	12,9	0-03*	0-44	1-39	3-36
	Средние значения				0-02*	0-42	1-33
ГАЗ-АА Гоен-Пулен	1	+ 1	13,0	0-02*	0-06*	0-15	0-20
	2	- 3	12,0	0-02*	0-04*	0-11	0-40
	3	- 9	14,8	0-02*	0-02*	0-14	0-07
	4	- 9	14,8	0-02*	0-06*	0-17	0-18
	Средние значения				0-02*	0-04*	0-14

качествах автомобиля ГАЗ-Г-15 и о превосходных пусковых качествах автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен; сводка эта устанавливает вместе с тем, что существенные различия в продолжительности первоначальных пусков испытанных автомобилей для летних и зимних условий отсутствуют. Факт ночной стоянки автомобилей на холоде может вызвать некоторое увеличение времени розжига газогенераторов — так, во всяком случае, отмечено было по автомобилю ЗИС-Панар. Фиксируя это, здесь же следует указать, что пуск двигателя на бензине в подобных условиях занимает около часа времени против нескольких секунд для нормальных условий: двигатели автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен после ночной стоянки на холоде могли быть заведены только после прогрева их горячей водой, заполнения картера подогретым маслом и заливки бензина в цилиндры; повторные пуски этих двигателей на бензине после получасовой стоянки потребовали уже обычного времени (12 сек. и 2 сек.). При таком положении с пуском на бензине увеличение времени розжига

\* Пуск на газе, без применения бензина.

газогенератора на 2-3 мин. никакого практического значения имеет конечно, не может.

При дополнительных испытаниях автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен был произведен опыт первоначального пуска с сильно увлажненными матерчатými мешками фильтра. Продолжительность пуска в этом случае почти вдвое превысила нормальную (2 мин. 52 сек.); вместе с тем, двигатель на газе устойчиво работал только вхолостую, под нагрузкой же (при трогании автомобиля) глох. Устойчивая работа двигателя на газе с нормальной мощностью была достигнута лишь после пробега автомобиля с присадкой бензина на протяжении около 3 км.

Замеры продолжительности пусков автомобилей ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен после стоянок различной длительности производились в течение нескольких дней при разных температурах воздуха. После первоначальных пусков автомобили совершали пробеги по 5 км для приведения газогенераторов к нормальным рабочим режимам; затем двигатели глушились (отпуская педаль акселератора при включенной передаче) и тотчас же заводились вновь — здесь определялась продолжительность пуска „после стоянок в 0 мин.“ Перед замерами продолжительности пусков „после стоянок 10, 20 и 30 мин.“, нормальные рабочие режимы газогенераторов восстанавливались соответственно пробегами автомобилей на 2, 3 и 4 км. Для получения надежных средних величин каждый замер повторялся 3-4 раза.

В табл. 5 сведены результаты пусковых испытаний автомобилей. Как видно, колебания температур воздуха от +1° до -16°С никакого влияния на продолжительность пусков автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен после кратковременных (до 30 мин.) стоянок не оказывают; относительная закономерность связи продолжительности пусков с температурами воздуха наблюдается только по автомобилю ГАЗ-Г-15.

Таблица 6

## Продолжительность пуска автомобилей после стоянок

Тип автомобиля и газогенераторной установки	Вид испытаний	Влажность угля в %	Продолжительность пуска (в мин.-сек.) после стоянок в							
			0 мин.	5 мин.	10 мин.	15 мин.	20 мин.	25 мин.	30 мин.	35 мин.
ЗИС-5 Панар	Типовые Зимние	3,2	0-06*	1-03	—	2-18	—	3-05	—	3-27
		6,3-12,2	0-04*	—	2-12	—	2-20	—	3-14	—
ГАЗ-АА Гоен-Пулен	Типовые Зимние	6,9	—	0-04*	—	0-06*	—	0-33	—	0-38
		12,0-14,8	0-02*	—	0-04*	—	0-14	—	0-21	—

\* Пуск на газе, без применения бензина.



После стоянок длительностью 10, 20 и 30 мин. двигатели всех автомобилей безотказно заводились на газе, но, как правило, глохли после 20—25 сек. работы (по выработке наличного запаса газа); при таком положении всегда приходилось прибегать к пуску на бензине с последующим переводом двигателя на питание газом. Исключение представляет автомобиль ГАЗ-Гоен-Пулен, пуски которого после стоянок в 10 мин. применения бензина никогда не требовали<sup>1</sup>.

Сравнительная оценка пусковых качеств автомобилей по данным табл. 5 еще раз указывает на исключительные преимущества в этой части автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен; то же самое видно из табл. 6, в которой сопоставляются продолжительности пусков после стоянок автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен, замеренные в зимних и в ранее проведенных типовых испытаниях этих автомобилей. Сопоставления, сделанные в табл. 6, подтверждают, вместе с тем, вывод о независимости продолжительности пусков от температуры воздуха.

### Работа фильтров газогенераторных установок

Представление о совершенстве работы матерчатых мешков фильтров газогенераторных установок Панар, НАТИ-Г-15 и Гоен-Пулен дает степень их увлажняемости, определяемая в различных условиях работы автомобиля. Наблюдения за состоянием мешков велись в процессе зимних испытаний систематически как в дни пробегов, так и в дни специальных пусковых замеров; наиболее показательны для оценки работы фильтров материалы, полученные при пробегах.

В серии пробегов по 100 км, проведенных при разных температурах воздуха, режимы движения автомобилей определялись заданием, которое предусматривало средние технические скорости движения в пределах 30—35 км/час для первого 30-км участка шоссе, 40—45 км/час для второго такого же участка и 20—25 км/час для третьего<sup>2</sup>. В пути обязательны были две 15-мин. стоянки с неработающим двигателем.

Так как важнейшим фактором, характеризующим условия работы фильтров, является температура газа в них, замеры этих температур постоянно велись в пути через каждые 5—10 км пробега и на стоянках. Ртутные термометры установлены были однотипно для всех фильтров — на отводящих газ патрубках.

Табл. 7, 8 и 9 содержат данные о работе фильтров на автомобилях ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен в пробегах. Собранные материалы устанавливают прежде всего закономерную зависимость температуры газа на выходе из фильтров от режимов движения автомобилей и от температуры воздуха; определенное влияние на температуру газа оказывает и факт утепления агрегатов газогенераторных установок.

При зимних испытаниях были опробованы те способы утепления (или, иначе говоря, способы повышения температуры газа в фильтрах),

<sup>1</sup> В процессе испытаний отмечены были отдельные случаи пусков автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен на газе после стоянок в 20 и 30 мин.

<sup>2</sup> На начальном и конечном 5-км участках пробеговой дистанции выдерживались средние технические скорости в пределах 25—30 км/час.

Данные о работе фильтра на автомобиле ЗИС-Панар в пробегах

Пробеги	Температура воздуха в °С	Влажность угля в %	Отметки об утеплении газогенераторной установки	Температура газа на выходе из фильтра в °С			При стоянках (наименьшая)	Замечания о состоянии матерчатых мешков фильтра
				При движении со средними техническими скоростями				
				20—25 км/час	30—35 км/час	40—45 км/час		
1	—9	9,8	Не было	38	51	66	29—30	Мешки увлажнились незначительно и специальной сушки не требовали
2	—5	12,9	Было частичное	63	76	101	—	То же
3	—10	12,9	Было	70	84	106	29—30	То же
4	—2	6,3	Б ло	78	90	110	38—43	То же

Примечание. Автомобиль испытывался без груза.

которые подобраны были в период, предшествовавший испытаниям автомобилей.

Для газогенераторной установки Панар применялось уменьшение вдвое поверхности трубчатого охладителя (выключением 6 труб из 12) и кроме того утепление фильтра стеганым чехлом; выключение 6 труб при открытом фильтре считалось частичным утеплением. В газогенераторной установке Гоен-Пулен были обернуты асбестовыми листами в один слой с покрытием легкой тканью: трубопровод от газогенератора к охладителю, самый охладитель и трубопровод от охладителя к фильтру; на фильтр надевался дерматиновый чехол. Внешний вид автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен с утепленными агрегатами газогенераторных установок представлен на рис. 2 и 6.

К газогенераторной установке НАТИ-Г-15 никакого рода утепления применены не были за отсутствием необходимости в них: при бесперебойной эксплуатации автомобиля ГАЗ-Г-15 в январе (морозы доходили до —27° С) ни разу не было обнаружено увлажнение матерчатых мешков фильтра в степени, снижающей работоспособность автомобиля.

Условные пересчеты и сопоставления цифр по табл. 7 и 9 позволяют оценить эффективность утепляющих устройств на автомобилях ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен. Оказывается, что в результате применен-



Данные о работе фильтра на автомобиле ГАЗ-Г-15 в пробегах

Пробеги	Температура воздуха в °С	Влажность угля в %	Отметки об утеплении газогенераторной уста- новки	Температура газа на выходе из фильтра в °С			При стоянках (наиницшая)	Замечания о состоянии матерчатых мешков фильтра
				При движении со средними техниче- скими скоростями				
				20—25 км/час	30—35 км/час	40—45 км/час		
1	-6	12,9	Не было	8,5	21	27	—	Мешки слегка увлаж- нились только в нижней части и специальной суш- ки не требовали
2	-5	12,9	Не было	9,5	21	26	—	То же
3	-2	12,2	Не было	10	24	30	8—9	То же

Примечание. Автомобиль испытывался без груза.

ного утепления температура газа в фильтре Панар повышается на 30—35°С, частичное же утепление (только заглушка половины труб) повышает температуру газа на 20—25°С; утепление, осуществленное по газогенераторной установке Гоен-Пулен, влечет за собою повышение температуры газа в фильтре всего лишь на 6—7°С. Отсюда можно сделать вывод, что наиболее эффективным способом повышения температуры газа в фильтрах является уменьшение поверхности охлаждающей системы с одновременным увеличением скоростей потока газа в ней.

Увлажнение матерчатых мешков фильтров имеет, конечно, непосредственную связь с температурой проходящего газа. Зимние испытания подтвердили, что, как этого и следовало ожидать, мешки наиболее склонны к увлажнению при слабой нагрузке двигателей и на стоянках с не работающим двигателем и затухающим газогенератором, т. е. тогда, когда температура газа в фильтрах особенно низка. При последующей работе автомобиля с большей нагрузкой может, в некоторых случаях (например в фильтре Панар), иметь место даже подсушка мешков потоками горячего газа. Условия работы фильтров на автомобилях ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен в испытательных пробегах, комбинируемых разными режимами движения со стоянками, могут считаться равноценными нормальным эксплуатационным; поэтому приводимые данные о работе фильтров должны рассматриваться, как практически вероятные в экспло-

Таблица 9  
Данные о работе фильтра на автомобиле ГАЗ-Гоен-Пулен в пробегах

Пробеги	Температура воздуха в °С	Влажность угля в %	Отметки об утеплении газогенераторной уста- новки	Температура газа на выходе из фильтра в °С			При стоянках (наиницшая)	Замечания о состоянии матерчатых мешков фильтра
				При движении со средними техниче- скими скоростями				
				20—25 км/час	30—35 км/час	40—45 км/час		
1	-9	12,0	Не было	9	23	28	—	Мешки сильно увлаж- нились и требовали спе- циальной сушки. В пути из фильтра дважды сли- вался конденсат
2	-6	6,5	Не было	13	28	33	—	Мешки увлажнились и требовали специальной сушки
3	-13	14,8	Было	16,5	30	36	—	Состояние мешков удо- влетворительное
4	-5	13,0	Было	20	35	41	13—14	Состояние мешков удо- влетворительное
5	-2	14,8	Было	24,5	38	43	—	Мешки увлажнились незначительно и спе- циальной сушки не тре- бовали

Примечание. Автомобиль испытывался без груза.

Матерчатые мешки фильтра Панар, как это указано в табл. 7, во всех пробегах, независимо от температуры воздуха и наличия утепления, увлажнялись незначительно и специальной сушки не требовали. В фильтре НАТИ-Г-15 (см. табл. 8) мешки после пробегах оказывались слегка увлажненными в нижней части; специальная сушка мешков тоже не требовалась. Наиболее склонными к сильному увлажнению явились, как видно из табл. 9, мешки фильтра Гоен-Пулен; за время пробегах два раза (работа без утепления при температурах воздуха — 9 и — 6°С) мешки сильно увлажнялись, причем в пути из фильтра сливался конденсат.

Удовлетворительная (в смысле неувлажняемости мешков) работа фильтра Панар исчерпывающе объясняется высокими температурами газа в нем, предельно уменьшающими конденсирование паров жидких продук-



тов сгорания: фильтры НАТИ-Г-15 и Гоен-Пулен работают в гораздо худших температурных условиях.

Представляет большой технический интерес то обстоятельство, что в фильтре НАТИ-Г-15 матерчатые мешки увлажняются в меньшей степени, нежели в фильтре Гоен-Пулен, несмотря на такие же или даже более низкие температуры газа; правильное объяснение этому явлению могут дать лабораторные исследования, здесь же следует высказать только предположения. Можно, во-первых, допустить, что в условиях скоростной газификации, осуществляемой в газогенераторе Гоен-Пулен, образуется газ с большим содержанием влаги; это подтверждается, между прочим, тем фактом, что двигатель автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен за время пробегов несколько раз не удавалось завести даже на бензине без прокаливании сильно покрытых влагой свечей. Во-вторых, можно сделать предположение о более выгодной по невосприимчивости влаги конструкции мешков фильтра НАТИ-Г-15; горизонтальное расположение длинных мешков цилиндров с определяемой конструкцией потоками газа дает легкое местное увлажнение нижней части мешков при сохранении большей части рабочей поверхности во вполне удовлетворительном состоянии.

Влияние влажности топлива (древесного угля) на увлажняемость матерчатых мешков фильтров в зимних испытаниях не проверялось; несомненно однако, что роль влажности угля здесь весьма существенна. Эксплуатационный опыт показывает, что при работе на влажном (35—40%) угле быстро теряют работоспособность из-за увлажнения мешков даже фильтры Панар.

### Работа водяного охлаждения фурмы Гоен-Пулен

О безопасности (в смысле замерзания) системы водяного охлаждения фурмы Гоен-Пулен можно судить по уровням температуры охлаждающей воды, зафиксированным в процессе зимних испытаний при разных условиях.

В системе охлаждения фурмы Гоен-Пулен, включенной в общую систему охлаждения двигателя ГАЗ, охлаждающая вода подводится к фурме по медной трубке от промежуточной трубы, соединяющей нижнюю камеру радиатора с водяной рубашкой двигателя; нагретая вода возвращается от фурмы к двигателю по медной трубке, введенной в водяную рубашку около крыльчатки водяного насоса. Длина медных трубок: подводящей (нижней) — 2350 мм, отводящей (верхней) — 2600 мм; наружный диаметр трубок — 15 мм, толщина стенок — 1 мм. Открытое расположение обеих трубок между рамой и левой подножкой автомобиля и подвод их к газогенератору спереди подвергают трубки интенсивному охлаждению встречными потоками воздуха при движении автомобиля.

При испытании температура воды замерялась:

- а) в патрубке нижней камеры радиатора (точка 1);
- б) в подводящей медной трубке на расстоянии в 770 мм от патрубка нижней камеры радиатора (точка 2);
- в) в подводящей медной трубке на расстоянии в 215 мм от фурмы (точка 3);
- г) в отводящей медной трубке на расстоянии в 210 мм от фурмы (точка 4).

Во всех точках установлены были ртутные термометры, причем в точке 1 (патрубок нижней камеры радиатора) шарик термометра опущен был непосредственно в воду; в остальных точках термометры были укреплены на медных трубках снаружи и прямого контакта с водой не имели. Простая и удобная наружная установка термометров сделана была в предположении, что тщательная тепловая изоляция<sup>1</sup> при высокой теплопроводности меди позволит в данном случае пренебречь разницей между температурами воды в трубках и стенок их; в конкретных условиях опыта предположение это, можно считать, подтвердилось.

Наблюдение за температурой воды в системе охлаждения фурмы начато было при пробегах, входивших в программу зимних испытаний, и здесь уже первые замеры показали, что нет никаких оснований опасаться замерзания воды в подводящей и отводящей трубках на ходу автомобиля: при температурах воздуха от  $-6$  до  $-11^{\circ}\text{C}$  и при средних технических скоростях движения автомобиля от 24 до 42 км/час, температура воды в подводящей трубке (точка 3) не опускалась ниже  $+23^{\circ}\text{C}$ , а в отводящей ниже  $+30^{\circ}\text{C}$ . Опыт предшествовавшей испытаниям эксплуатации в НАТИ автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен (как и других автомобилей с газогенераторными установками Гоен-Пулен) дает право считать этот вывод справедливым и для более холодных (до  $-27^{\circ}\text{C}$ ) условий<sup>2</sup>. Возможность замерзания воды в трубках следовало, таким образом, допустить лишь при стоянках автомобиля на холоде с неработающим двигателем.

Замеры температуры воды в системе охлаждения фурмы при стоянках с неработающим двигателем велись в течение нескольких дней при температурах воздуха от  $-5$  до  $-14^{\circ}\text{C}$ . Перед началом замеров двигатель и хорошо прошурованный газогенератор коротким пробегом автомобиля доводились до нормальных рабочих режимов; немедленно по остановке автомобиля фиксировалась температура воды во всех избранных точках системы охлаждения, после чего двигатель глушился. Дальнейшие замеры производились через каждые 5 мин. до того момента, пока температура воды в одной из точек не опускалась до  $+1 - 0,5^{\circ}\text{C}$ ; эти температуры, критические в отношении замерзания воды, определяли собою конец опыта. В случаях, когда по условиям опыта двигатель автомобиля был утеплен, передняя створка чехла закрывалась сразу же по остановке двигателя.

Табл. 10—12, составленные по данным серии опытов, показывают характер изменения температуры воды в разных точках по времени стоянок и позволяют определить продолжительность безопасных стоянок автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен в различных условиях.

Из таблиц видно, что температура воды в точках 1 и 2, как правило, плавно понижается с увеличением продолжительности стоянки; вместе с этим, во всех случаях обращает на себя внимание резкое повышение температуры воды в точках 3 и 4, расположенных вблизи от фурмы, в начале стоянок. Устанавливая здесь несомненный факт подогрева

<sup>1</sup> Тепловая изоляция осуществлена была обмуровкой мест соединений термометров с трубками асбестовой массой.

<sup>2</sup> Как при пробегах в зимних испытаниях, так и в эксплуатации двигателя автомобилей утеплены были чехлами.

<sup>4</sup> Научно-техн. проблемы автотранспорта



Таблица 10

Температура воды в системе охлаждения фурмы Гоеен-Пулен. Температура воздуха — 5° С. Радиатор утеплен

Продолжительность стоянки в мин.	Температура воды в ° С			
	точка 1	точка 2	точка 3	точка 4
0	61	49	29	42
15	54	41	48	75
30	45	33	39	79
45	37	25	25	71
60	30	18	13	61
75	23	11,5	9	50
90	19	7	6	37
105	16	4	3	28,5
120	13	2	0,5	25

Таблица 11

Температура воды в системе охлаждения фурмы Гоеен-Пулен. Температура воздуха — 10° С

Продолжительность стоянки в мин.	Температура воды в ° С							
	при утепленном радиаторе				при неутепленном радиаторе			
	точка 1	точка 2	точка 3	точка 4	точка 1	точка 2	точка 3	точка 4
0	51	43	22	35	33	26	12	28
15	46	37	44	74	33	28	41	74
30	37	25	36	73	25	20	34	72
45	30	13	22	65	13	8	22	68
60	24	6	10	50	4	1	13	46
75	20	2	7	32	—	—	—	—
80	19	1	5	28	—	—	—	—

Таблица 12

Температура воды в системе охлаждения фурмы Гоеен-Пулен. Температура воздуха — 14° С. Радиатор утеплен

Продолжительность стоянки в мин.	Температура воды в ° С			
	точка 1	точка 2	точка 3	точка 4
0	46	37	16	28
10	43	33	40	68
20	38	27	28	66
30	33	19,5	12	55
40	27,5	12,5	4,5	47
50	22	6	1	41
55	20	4	0,5	39

воды в обеих трубках теплом газогенератора, необходимо параллельно высказать следующее соображение: при принятом способе измерения температуры в точках 3 и 4 фиксируемая термометрами температура стенок трубок может в первое время опережать и на участке высоких температур несколько превышать действительные температуры воды.

Как показали опыты, в нормальных условиях следует считаться с опасностью замерзания воды лишь в подводящей трубке (точка 2 — точка 3), именно в ней достигались критические температуры воды, ограничивавшие продолжительность безопасных стоянок; в отводящей трубке температура воды была всегда значительно выше (в среднем на 30° С).

Табл. 10—12 определяют разницу между критическими температурами воды в подводящей трубке с соответствующими по времени температурами воды в патрубке нижней камеры радиатора (точка 1) в 12,5—18° С при утепленном радиаторе; при неутепленном радиаторе разница эта сводится к 3° С. Отсюда следует вывод, что опасность замерзания воды практически одинаково велика как для системы охлаждения фурмы, так и для неутепленного радиатора двигателя.

### Динамические и экономические качества автомобилей

Приближенная оценка динамики газогенераторных автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоеен-Пулен может быть сделана на основе результатов „километровки“, определившей максимальные скорости движения автомобилей в заданных условиях<sup>1</sup>. Кроме этого, дополнительным оценочным материалом могут служить и факты достижения всеми автомобилями заданных средних технических скоростей движения в пределах 40—45 км/час на 30-км участке — такой скоростной режим близок к предельному для газогенераторных автомобилей ЗИС и ГАЗ. Об экономичности испытанных автомобилей достаточно правильное представление дают регулярно проводившиеся замеры расхода топлива — древесного угля.

„Километровка“ проведена была 15 февраля на ровном участке Ленинградского шоссе (километровые столбы № 22—24) при температуре воздуха — 6° С и сильном ветре по направлению от Москвы. К мерному километровому участку, время прохождения которого фиксировалось по секундомерам, испытуемый автомобиль подходил с разгона на протяжении тоже 1 км; заезды производились в прямом и обратном направлениях (т. е. от Москвы и к Москве) для предельного уменьшения влияния ветра и неровностей пути. Непосредственно перед „километровкой“ газогенераторные установки Панар и Гоеен-Пулен были тщательно очищены: из газогенераторов были удалены шлак и зола, из трубопроводов и охлаждающе-очистительных устройств — грязь, зола и угольная мелочь; сильно увлажненные матерчатые мешки фильтра Гоеен-Пулен были заменены сухими.

В табл. 13 сведены цифровые данные „километровки“, определяющие средние значения максимальных скоростей движения без груза в 49,2 км/час для автомобиля ЗИС-Панар и в 57,3 км/час для автомобиля ГАЗ-Гоеен-Пулен. Объясняемые, в основном, сильным ветром большие

<sup>1</sup> Автомобиль ГАЗ-Г-15 в „километровке“ не участвовал вследствие неисправности двигателя.



## Максимальные скорости движения автомобилей без груза

Тип автомобиля и газогенераторной установки	Заяды	Время прохождения мерного километра в сек.		Максимальные скорости движения автомобилей в км/час		
		от Москвы	к Москве	от Москвы	к Москве	среднее
ЗИС-5 Панар	1	65	81	55,4	44,4	49,9
	2	69	81	52,2	44,4	48,3
	3	66	82	54,5	43,9	49,2
	4	67	80	53,7	45,0	49,4
	Средние значения				54,0	44,4
ГАЗ-АА Гоен-Пулен	1	58	69	62,1	52,2	57,2
	2	57	72	63,2	50,0	56,6
	3	56	69,5	64,3	51,8	58,0
	4	57	69,5	63,2	51,8	57,5
	Средние значения				63,2	51,4

расхождения между скоростями движения автомобилей в прямом и обратном направлениях несколько искажают, по всей вероятности, действительные средние значения максимальных скоростей в сторону их уменьшения; в данном случае искажением этим можно пренебречь.

При типовых испытаниях автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен в конце 1936 г. максимальные скорости движения их с грузом были зафиксированы в значениях 42,0 км/час для автомобиля ЗИС-Панар и в 54,6 км/час для автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен; таким образом, в настоящих испытаниях достигнуты более высокие пределы максимальных скоростей движения — разница составляет 17% для автомобиля ЗИС-Панар и 5% для автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен. Однако расхождения эти совершенно сглаживаются, если учесть, что зимние испытания автомобили проходили без груза, а типовые — с грузом соответственно в 2,5 и 1,2 т; относительно автомобиля ЗИС-Панар следует кроме того указать, что при типовых испытаниях он работал на угле повышенной влажности; это обстоятельство могло вызвать некоторое понижение мощности двигателя и следовательно ухудшение динамики.

Сводка средних технических скоростей движения, показанных автомобилями ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен на тех же 30-км пробеговых участках, по которым заданы были средние технические скорости в пределах 40—45 км/час, дана в табл. 14; как видно, только в двух случаях (автомобиль ЗИС-Панар 8 февраля и автомобиль ГАЗ-Гоен-Пулен 13 февраля) заданные скорости не были достигнуты. В обоих случаях причинами ухудшения динамики автомобилей явились резкие увеличения сопротивлений потоку газа в фильтрах; у автомобиля ЗИС-Панар это вызвано было засорением предохранительного сеточного фильтра в результате, очевидно, неплотностей и соединениях деталей основ-

## Средние технические скорости движения автомобилей без груза (заданные пределы — 40—45 км/час)

Дата	Средние технические скорости автомобилей в км/час		
	ЗИС-5 Панар	ГАЗ-АА НАТИ-Г-15	ГАЗ-АА Гоен-Пулен
3/II . . . . .	41,9	—	—
4/II . . . . .	—	42,9	—
5/II . . . . .	40,0	41,9	42,9
8/II . . . . .	36,7*	40,9	42,9
10/II . . . . .	41,9	—	43,9
13/II . . . . .	41,9	—	35,3**
16/II . . . . .	—	—	41,9

ного матерчатого фильтра; у автомобиля ГАЗ-Гоен-Пулен сопротивления в фильтре увеличились в результате увлажнения матерчатых мешков.

Расходы топлива автомобилями ЗИС-Панар, ГАЗ-Г-15 и ГАЗ-Гоен-Пулен приведены в табл. 15 вместе с указаниями на соответственные температуры воздуха, средние технические скорости движения автомобилей, влажность угля и наличие утепления агрегатов газогенераторных установок. Как видно из таблицы, средние технические скорости были почти одинаковыми при всех замерах; не имеют существенного значения и небольшие изменения влажности угля.

Колебания расхода топлива по отдельным замерам, вообще говоря, не велики для автомобилей ЗИС-Панар и ГАЗ-Г-15 и никаких комментариев не требуют. По автомобилю ГАЗ-Гоен-Пулен можно отметить лишь один замер — 35,1 кг /100 км, резко отличающийся от остальных; увеличение расхода топлива в этом случае следует связать с увлажнением матерчатых мешков фильтра. Табл. 15 показывает, что никакой закономерной связи (например прогрессивного увеличения) расхода топлива с понижением температуры воздуха нет; точно так же не усматривается и влияние на расход топлива утепления агрегатов газогенераторных установок. Кратковременность испытаний и сравнительно небольшие колебания температуры воздуха (от — 2 до — 13° С) заставляют с осторожностью относиться к заключению о независимости расхода топлива от температуры воздуха, но как вывод из зимних испытаний заключение это совершенно справедливо.

Подтверждение сделанному выводу дает и сравнение указанных в табл. 15 расходов топлива автомобилями ЗИС-Панар и ГАЗ-Гоен-Пулен с теми расходами, которые выявлены были в процессе типовых испытаний этих автомобилей в конце 1936 г. при более высоких температурах воздуха. Необходимые для сопоставления цифры содержит табл. 16; в ней сравниваются расходы топлива, приведенные к сухому весу угля

\* Зафиксировано засорение предохранительного фильтра.  
\*\* Зафиксировано увлажнение матерчатых мешков фильтра.



Таблица 15

## Расход топлива (древесного угля) автомобилями без груза

Тип автомобиля и газогенераторной установки	№ замеров	Температура воздуха в °С	Средние технические скорости в км/час	Расход угля в кг/100 км	Влажность угля в %	Отметка об утеплении газогенераторных установок
ЗИС-5 Панар	1	— 2	29,9	42,4	6,3	Было
	2	— 5	31,7	41,2	12,9	Было частичное
	3	— 9	29,1	41,4	9,8	Не было
	4	— 10	29,1	40,5	12,9	Было
	5	— 13	30,0	41,4	9,2	Не было
	Средние значения			30,0	41,4	10,2
ГАЗ-АА НАТИ-Г-15	1	— 2	30,2	25,5	12,2	Не было
	2	— 5	29,9	26,0	12,9	Не было
	3	— 6	30,3	25,7	12,9	Не было
	Средние значения			30,1	25,7	12,7
ГАЗ-АА Гоев-Пулен	1	— 2	31,9	28,0	14,8	Было
	2	— 5	30,6	30,5	13,0	Было
	3	— 6	30,2	28,0	6,5	Не было
	4	— 9	29,3	35,1*	12,0	Не было
	5	— 13	32,1	27,4	14,8	Было
	Средние значения			30,8	29,8	12,2

Таблица 16

## Расход топлива (древесного угля) автомобилями без груза

Тип автомобиля и газогенераторной установки	Вид испытаний	Влажность угля в %	Расход угля в кг/100 км		%
			действительный	приведенный	
ЗИС-5 Панар	Типовые Зимние	36,5 10,2	54,7	40,1	100,0 98,8
			41,4	37,6	
ГАЗ-АА Гоев-Пулен	Типовые Зимние	6,8 12,2	27,4	25,6	100,0 103,9
			29,8	26,6	

\* Зафиксировано увлажнение матерчатых мешков фильтра.

(вследствие большой разницы во влажности). Правда, как видно из табл. 16, автомобиль ЗИС-Панар израсходовал топлива в зимних испытаниях на 6,2% меньше, а автомобиль ГАЗ-Гоев-Пулен — на 3,9% больше, нежели в типовых испытаниях; но расходы топлива все же надлежит признать практически одинаковыми, так как указанные небольшие расхождения исчерпывающе объясняются следующими факторами:

1) для автомобиля ЗИС-Панар в типовых испытаниях применялось топливо с весьма высокой влажностью (36,5%), бесспорно ухудшавшей состав газа и обуславливавшей повышенный расход его двигателем;

2) в среднем значении расхода топлива автомобилем ГАЗ-Гоев-Пулен при зимних испытаниях учтен и тот явно преувеличенный расход, который в одном из пробегов вызван был увлажнением матерчатых мешков фильтра (см. об этом выше).

По данным табл. 15 устанавливается, между прочим, что автомобиль ГАЗ-Гоев-Пулен расходует топлива на 16% больше, чем автомобиль ГАЗ-Г-15 (29,8 кг/100 км против 25,7 кг/100 км при одинаковой примерно влажности). Так как и в типовых испытаниях соотношение расходов топлива названными автомобилями было почти таким же (см. табл. 17), отнюдь нельзя считать его случайным; объяснение этому явлению следует, очевидно, искать в больших внутренних сопротивлениях газогенераторной установки Гоев-Пулен, в частности — самого газогенератора.

Таблица 17

## Расход топлива (древесного угля) автомобилями в типовых испытаниях 1936 г.

Тип автомобиля и газогенераторной установки	Влажность угля в %	Расход угля в кг/100 км при средних технических скоростях			%
		25 км/час	35 км/час	30 км/час (среднее)	
ГАЗ-АА НАТИ-Г-15	6,54	24,7	23,8	24,2	100,0
ГАЗ-АА Гоев-Пулен	6,88	29,8	26,7	28,2	116,5

## Выводы и предложения

Изложенные в предыдущих разделах результаты коротких зимних испытаний трех автомобилей с типичными по конструкциям древесно-угольными газогенераторными установками позволяют сделать следующие выводы и предложения.

## А. По пусковым качествам автомобилей

1. В зимнее время нормально эксплуатируемым угольным газогенераторным автомобилям присущи практически такие же пусковые качества, какими эти автомобили обладают летом; иначе говоря, понижение температуры воздуха само по себе заметно не влияет на продолжительность первоначальных пусков и пусков после кратковременных стоянок.



Вместе с тем сильное увлажнение матерчатых мешков фильтров, к которому угольные газогенераторные установки склонны в той или иной степени, пусковые качества автомобилей резко ухудшает.

2. При безгаражном хранении газогенераторных автомобилей и длительной стоянке их на холоде наибольшие трудности представляет и требует длительного времени первая заводка двигателей с повышенной степенью сжатия на бензине; чистое время розжига газогенераторов в таких случаях существенно не изменяется. Рационализация способов и сокращение времени первых заводок двигателей на бензине составляют задачу общего порядка для всех газогенераторных двигателей; наивыгоднейшее решение этой задачи может последовать только в результате специальных исследований.

#### Б. По работе фильтров газогенераторных установок

1. Основными факторами, определяющими степень увлажняемости матерчатых мешков фильтров угольных газогенераторных установок, следует считать:

- а) влажность газа, выходящего из газогенератора,
- б) температуру газа в фильтрах,
- в) конструкцию фильтров.

Совокупность этих факторов определяет наибольшую, опасную в эксплуатации, склонность к увлажнению мешков фильтра Гоев-Пулен.

2. Наиболее доступной и практически эффективной мерой борьбы с увлажнением матерчатых мешков является повышение температуры газа в фильтрах. Опасность увлажнения мешков фильтра Гоев-Пулен надлежит например считать исключенной вовсе, если температура газа на выходе из фильтра при средних эксплуатационных режимах работы автомобиля не будет опускаться ниже  $50^{\circ}\text{C}$ ; с возможностью некоторого падения мощности двигателя (вследствие уменьшения коэффициента наполнения) в данном случае считаться не приходится.

3. Повышение температуры газа в фильтрах можно осуществить, как это делалось, путем применения всевозможных чехлов на охладительно-очистительных агрегатах газогенераторных установок. Однако более рациональным и более эффективным способом повышения температуры газа является уменьшение по мере необходимости поверхности охлаждения и увеличение скоростей потока газа (без явного, конечно, ущерба для процессов очистки газа).

4. Учитывая непосредственную зависимость между влажностью идущего из газогенератора газа и влажностью потребляемого топлива, следует рекомендовать для газогенераторных установок с матерчатыми мешками в фильтрах потребление угля с влажностью, ни в коем случае не превышающей  $12-15\%$ .

#### В. По работе водяного охлаждения фурмы Гоев-Пулен

1. Замерзание воды в системе водяного охлаждения фурмы Гоев-Пулен на автомобиле ГАЗ-АА вероятно отнюдь не в большей степени, нежели замерзание воды в неутепленном радиаторе двигателя.

2. При стоянках автомобиля на холоде с утепленным радиатором продолжительность стоянок лимитируется температурой воды в системе охлаждения фурмы. Для автомобиля ГАЗ-АА-Гоев-Пулен допустимы

в эксплуатации стоянки продолжительностью в 1 час  $45$  мин. при температуре воздуха  $-5^{\circ}$ , в 1 час при температуре  $-10^{\circ}$  и в 40 мин. при  $-14^{\circ}\text{C}$  (такая продолжительность стоянок взята с известной „перестраховкой“).

Утепление системы охлаждения фурмы не только вполне возможно, но и очень просто осуществимо (хотя бы обмоткой трубок асбестовым шнуром); в этом случае, очевидно, продолжительность безопасных стоянок автомобиля значительно увеличится.

#### Г. О динамических и экономических качествах автомобилей

1. Динамические и экономические качества угольных газогенераторных автомобилей практически одинаковы в летних и зимних условиях; понижение температуры воздуха ощутительно не влияет ни на скорости движения, ни на расход топлива. Сильное увлажнение матерчатых мешков фильтров заметно ухудшает как динамические, так и экономические качества автомобилей.

2. Наличие утепления агрегатов газогенераторных установок практически не сказывается непосредственно на динамических и экономических качествах автомобилей.

Инж. Б. П. ПРОЩАКОВ

### ТРАНСПОРТНЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ НА АНТРАЦИТЕ

Топливо для автотракторных двигателей должно удовлетворять следующим требованиям: 1) иметь наибольшее количество калорий в единице объема; 2) не иметь сложной тары для перевозки и хранения и 3) иметь наибольшее количество районов добычи, более или менее равномерно распределенных в стране.

Автор уже доказал<sup>1</sup>, что антрацит и каменные угли в отношении первого требования стоят на первом месте после нефтепродуктов. В отношении второго требования можно сказать, что антрацит и каменные угли можно хранить под открытым небом и перевозить на открытых платформах, почему и отпадает необходимость загромождать транспорт специальными цистернами (как для нефтепродуктов) на прямой и особенно на холостой обратный путь. В отношении третьего требования из табл. 1<sup>2</sup>, видно, что антрацит и каменные угли довольно равномерно распределены в Союзе как в Европейской, так и в Азиатской его части.

Приведенные соображения заставили автора работать над внедрением в нашу промышленность газогенераторных установок на антраците и каменных углях.

При отыскании форм газогенератора и его основных размеров было поставлено целью построить газогенератор, в котором, во-первых, исключена была бы возможность шлакования решетки и пришлаковывания к стенкам генератора, во-вторых, можно было бы получить наилучшее

<sup>1</sup> См. журнал „Мотор“, № 6, 1935 г.

<sup>2</sup> См. также рис. в Технической Энциклопедии, т. 9, стр. 327—328, откуда взята и приводимая таблица.



## Запасы ископаемого угля в СССР по данным Геологического комитета (в тыс. т)

Районы	Антрацит и полуантрацит	Каменный уголь	Бурый уголь	Всего
<b>Европейская часть СССР</b>				
Подмосковный бассейн . . . . .	—	—	8 330 000	8 330 000
Донецкий бассейн . . . . .	39 599 000	28 568 000	—	68 167 000
Западная Украина . . . . .	—	—	12 930	12 930
Боровичский район . . . . .	—	263 325	7 800 *	7 800 *
Западный склон Урала . . . . .	—	281,5	—	281,5
Крым . . . . .	6 800	15 285	—	22 085
Северный Кавказ . . . . .	—	1 660	—	1 660
Северная Печора . . . . .	—	—	—	—
<b>Итого . . . . .</b>	<b>39 605 800</b>	<b>28 848 551,5</b>	<b>8 350 730</b>	<b>76 805 081,5</b>
<b>Азиатская часть СССР</b>				
Восточный склон Урала . . . . .	51 550,4	350	476 920	528 820,4
Закавказье . . . . .	—	223 000	—	223 000
Кузнецкий бассейн . . . . .	210 780 000	189 220 000	—	400 000 000
Минусинский . . . . .	—	14 000 000	—	14 000 000
Иркутский . . . . .	—	47 800 000	5 700 000	52 000 000
Енисейский район . . . . .	30 000	67 510	—	97 510
Ленский . . . . .	—	100 090	15 000	115 090
Забайкалье . . . . .	—	500	319 900	320 400
Амурский район . . . . .	—	500	375 500	375 500
Приморский . . . . .	40 190	412 260	163 168	615 618
Сев. Сахалин . . . . .	—	2 000 000	—	2 000 000
Казахстан . . . . .	—	4 870 000	—	4 870 000
Среднеазиатские республики . . . . .	—	334 433	87 543	4 957 543
<b>Итого . . . . .</b>	<b>210 901 740,4</b>	<b>257 528 643</b>	<b>7 137 531</b>	<b>475 567 914,4</b>
<b>Всего . . . . .</b>	<b>250 507 540,4</b>	<b>286 377 194,5</b>	<b>15 488 261</b>	<b>552 372 995,9</b>

\* По подсчетам Урало-Сибирской комиссии ВСНХ СССР запас каменных углей западного склона Урала (до глубины 1 км от дневной поверхности) близок к 2 000 000 000 т; Геологический комитет уточняет эти запасы до 1 660 000 000 т.

качество газа при наименьшей высоте газифицируемого слоя и при наибольшей напряженности колосниковой решетки.

Лабораторные изыскания показали, как этого и следовало ожидать на основании практики стационарных газогенераторов, что со шлакованием возможно бороться путем ввода в зону горения в должной мере увлажненного воздуха. Лабораторные изыскания показали на возможность получения наилучшего качества газа при высоте газифицируемого слоя в 150 — 400 мм и при напряженности горения до 240 — 260 кг/м<sup>2</sup> час.

Наилучшими марками угля оказались АС и АЗ (антрацит-семячко и антрацит-зубок).

На рис. 1 представлен вертикальный разрез газогенератора для первой автомашины, на которой и производились опыты осенью 1935 г. и весной и летом 1936 г. Двигатель имел головку с  $\epsilon = 5,6$ . Газогенератор состоит из газосборника цилиндрической формы с наваренным в верхней его части кольцевым поясом, в котором поддерживается тот или иной уровень воды и через который проходит воздух, описывая в нем почти 360°, и, увлажняясь водяными парами соответственно своей температуре, направляется по трубе вниз под колосники. Для газификации необходимо подвести 3 м<sup>3</sup> воздуха на 1 кг антрацита.

Воздух, проходя через паро-воздушную рубашку, нагревается до 60 — 70°С и, очевидно, увлажняется соответственно этим температурам. Тогда количество введенного пара на каждый килограмм антрацита при 60°С будет при содержании пара в кубометре в 130 г — 0,39 кг, при 70°С и при содержании пара 198 г/м<sup>3</sup> — 0,6 кг.

Нижняя часть генератора состоит из топливника, его кожуха и зольника. Загрузка генератора осуществлялась через верхний лючок. На остановках загрузка производится самим шофером, на ходу — другим лицом с кузова. Топливник был запроектирован из жароупорной стали, но на месте отлить его удалось только из серого чугуна, прогары заставили ввести обмазку топливника огнеупорной массой.

Вся установка осуществлена была по схеме, показанной на рис. 2. Бункер скоро был выкинут, так как вызывал шлакование.

Показатели этой установки следующие:

1) розжиг из холодного состояния до получения работоспособного газа 0,5 — 1 час (розжиг дровами), заправка газогенератора может про-

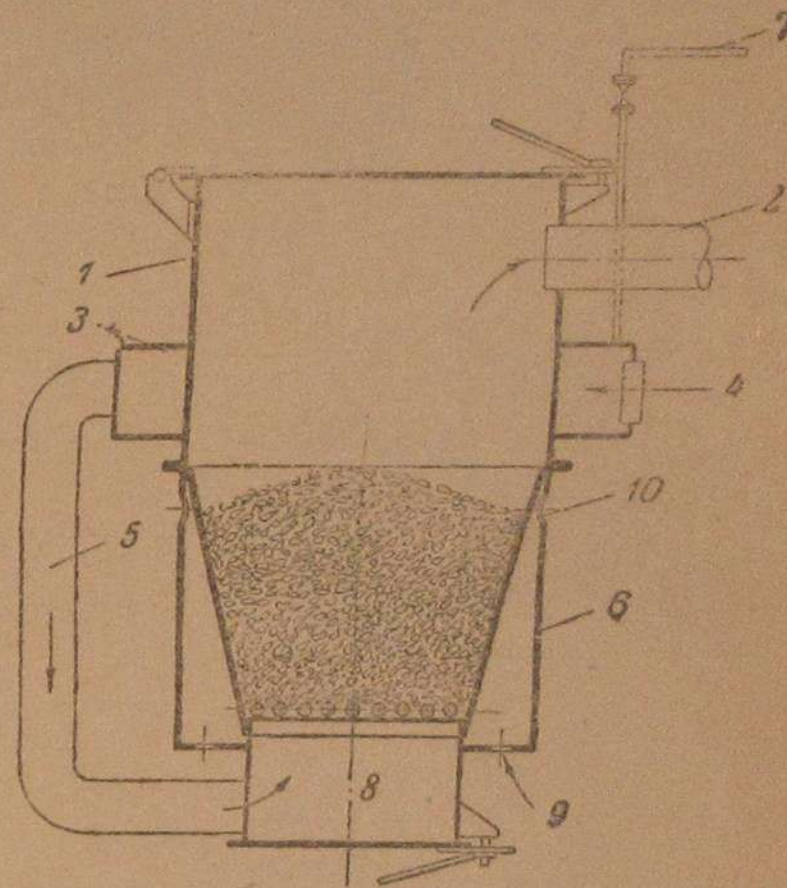


Рис. 1.

1 — газосборник, 2 — газоотводная труба, 3 — паро-воздушная рубашка, 4 — вход воздуха, 5 — паро-воздушная труба к зольнику, 6 — кожух топливника, 7 — подвод воды в паро-воздушную рубашку, 8 — зольник, 9 — вход воздуха для охлаждения топливника, 10 — выход воздуха, охлаждающего топливник.

<sup>1</sup> Что не обязательно, — воздух может описывать и меньший путь.



изводиться и раскаленным углем, для чего может быть построена специальная печь;

- 2) максимальные скорости 55 — 60 км/час на ровном участке;
- 3) средние технические скорости до 34 км/час;
- 4) никакого шлакования решетки и пришлаковывания к стенкам генератора не наблюдалось в течение 10 и более часов, газ получался сухой и конденсации водяных паров в системе установки не наблюдалось;
- 5) загрузка топлива на ходу прерывала подачу газа на момент засыпки топлива — секунд на 5—10;
- 6) расход антрацита выразился в 350 — 400 г/км;

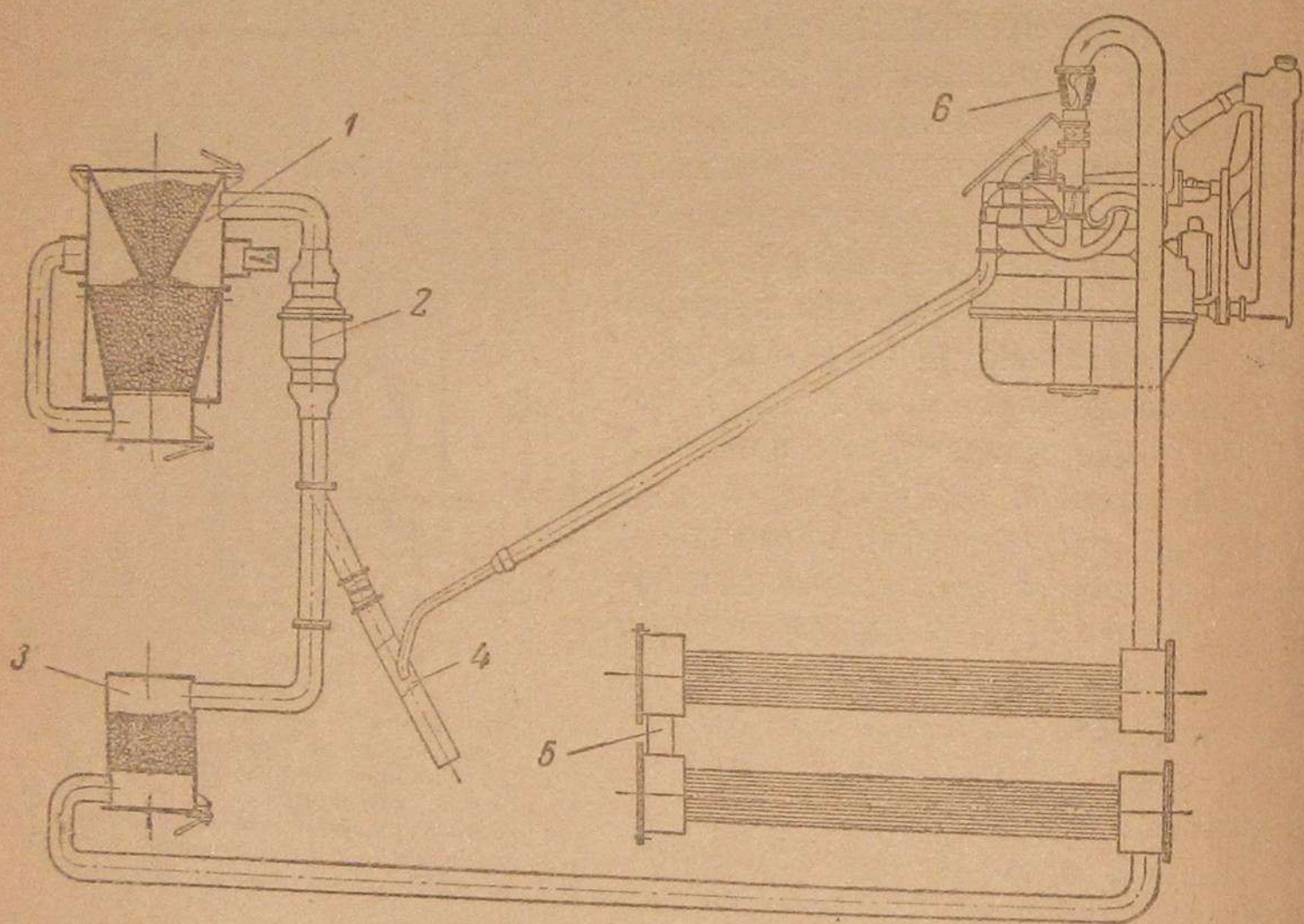


Рис. 2.

1 — газогенератор, 2 — механический очиститель, 3 — химический очиститель (активированный уголь), 4 — эжектор, 5 — охладитель, 6 — смеситель.

7) одной загрузки хватало на 30 — 40 км; весовой эквивалент расхода антрацита по сравнению с бензином определяется по формуле:

$$Q_{\text{раб. бенз}} = n \cdot \eta_{\text{ген}} \cdot Q_{\text{раб. антр}},$$

или примерно

$$n = 2,$$

где:  $n$  — весовой эквивалент расхода антрацита по сравнению с бензином;

$Q_{\text{раб. бенз}}$  — низшая теплотворная способность бензина;

$Q_{\text{раб. антр}}$  — низшая теплотворная способность антрацита;

$\eta_{\text{ген}}$  — коэффициент полезного действия газогенератора;

8) расход воды: 170 — 200 г/км, примерно равен расходу бензина в бензиновых автомашинах.

Как видно из рис. 3, для осуществления этой установки была вырезана часть кузова в месте установки газогенератора.

Очиститель за отсутствием активированного угля заряжался либо древесным углем, либо железными стружками.

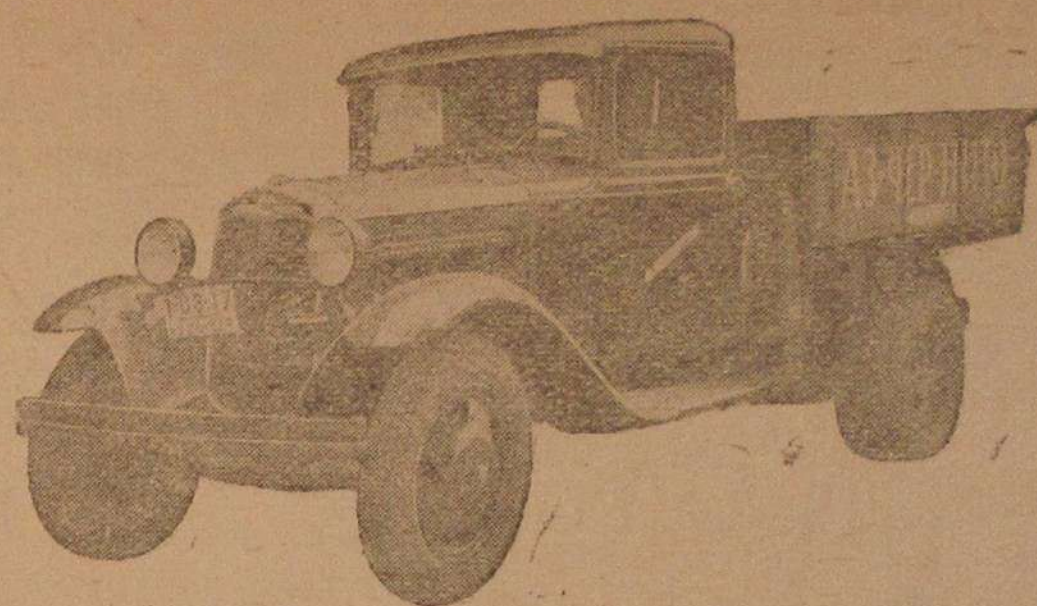


Рис. 3.

Опытные пробеги показали, что механическая очистка газа недостаточна.

Опыты с мотовозом и автомашиной дали возможность автору на предоставленной ГУТАП автомашине осуществить вторую установку по следующей схеме (рис. 4).

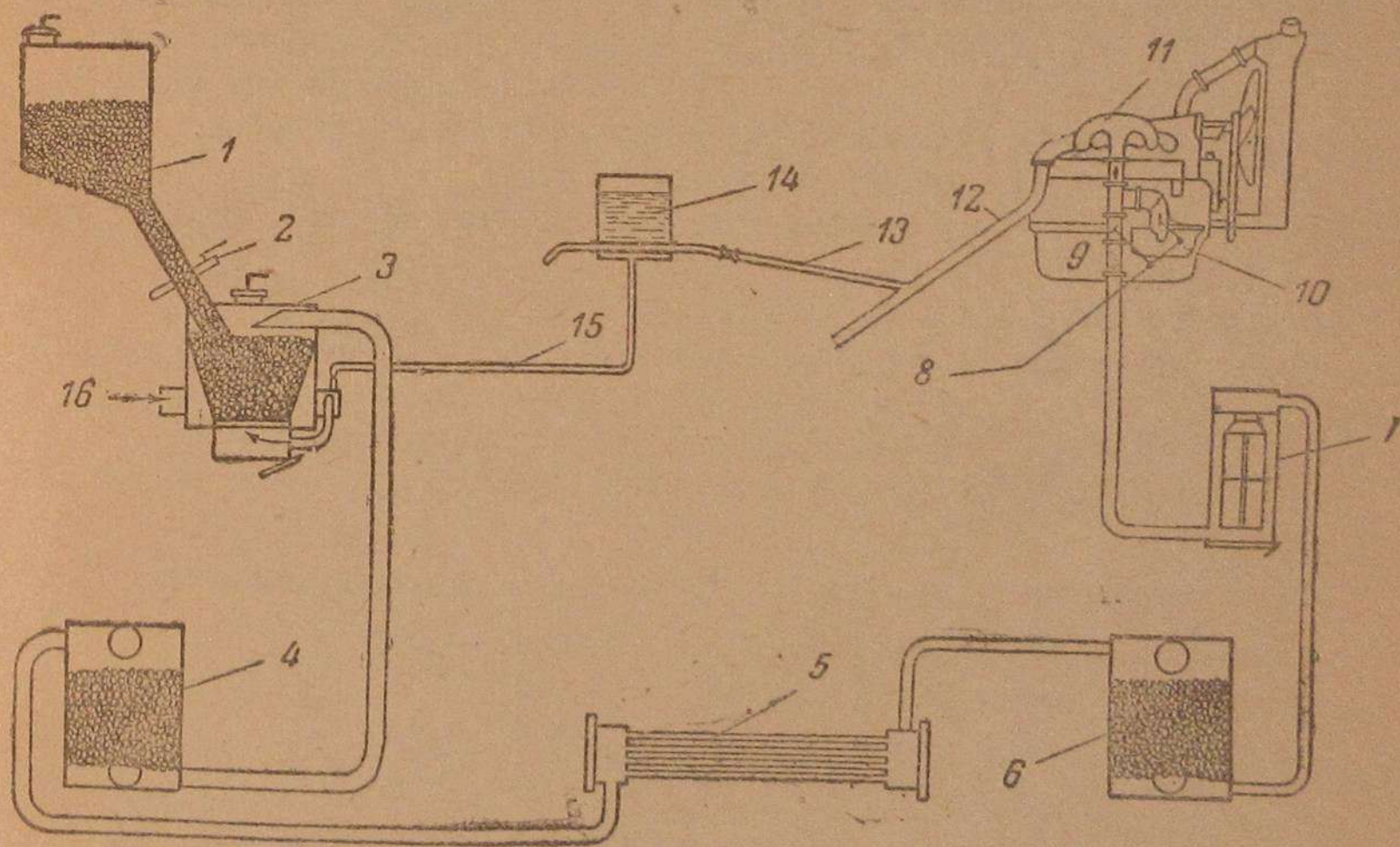


Рис. 4.

1 — бункер, 2 — затвор на углепроводе, 3 — газогенератор, 4 — грубый механический очиститель, 5 — охладитель, 6 — химический очиститель, 7 — тонкий механический очиститель, 8 — переключатель газо- и бензино-воздушных смесей, 9 — смеситель, 10 — карбюратор, 11 — всасывающий коллектор, 12 — выхлопная труба, 13 — подогрев воды выхлопными газами, 14 — водяной бачок, 15 — подвод воды в паро-воздушную рубашку, 16 — подвод воздуха для процесса.

Газогенератор (рис. 5) в новой установке в основном представляет старый газогенератор, в котором уменьшен по высоте газосборник, а паро-воздушная рубашка перенесена в нижнюю половину с использованием



теплоты, выделяемой не газами, как в первом варианте, а теплоты, выделяемой через топливник.

Особенность второго варианта установки следующая:

1. Установка вся располагается под кузовом автомашины и совершенно не отнимает полезной площади кузова.

2. Сдвигая кузов от кабины на 160—180 мм, удается между ними расположить бункер с запасом топлива на 10-часовую работу автомашины с автоматической или периодической загрузкой топлива.

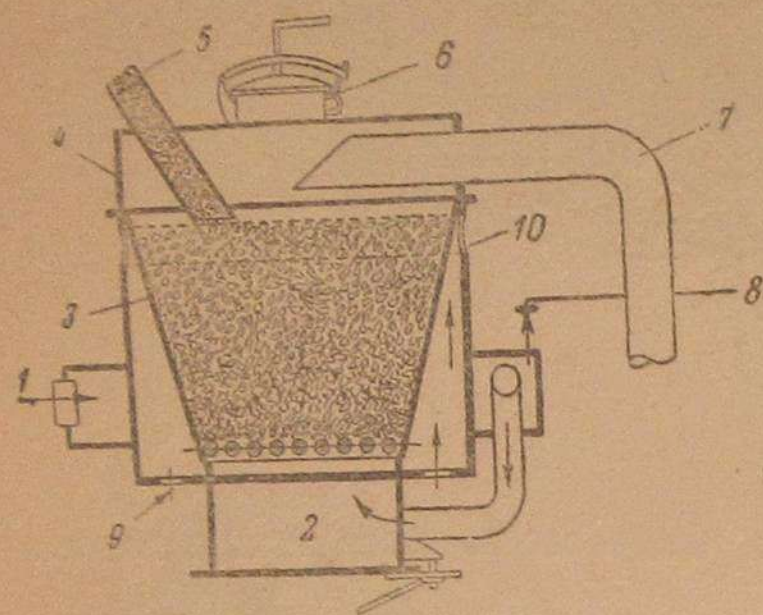


Рис. 5.

1 — вход воздуха в паро-воздушную рубашку, 2 — зольник, 3 — топливник, 4 — газосборник, 5 — углеродный провод, 6 — шуровочный лючок, 7 — газотводная труба, 8 — подвод воды на процесс, 9 — вход воздуха для охлаждения топливника, 10 — выход воздуха, охлаждающего топливник.

В первом случае затвор углеродного провода открыт, и топливо по мере сгорания опускается, а во втором случае топливо подается из бункера периодическим открыванием затвора на топливопроводе. Бункер герметически закрывается.

3. Обращено внимание на усиление очистки газа путем устройства указанных на схеме очистителей.

4. Удален эжектор.

На второй оборудованной автомашине длительных местных пробегов провести не удалось и

потому автомашину пустили сразу в пробег Ростов — Москва.

Результаты этого пробега приведены ниже.

Машина ГАЗ-АА со степенью сжатия 6,2 вышла из Ростова с грузом в 1,9 т.

В пробег было взято 3 сорта угля:

1) антрацит-семячко, набитый из плиты шахты им. Воровского со средним составом:

летучих . . . . .	1 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
зола . . . . .	2 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
серы . . . . .	1,5 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>

2) термоантрацит с завода ст. Сулин с составом (примерно):

летучих . . . . .	0,2 — 0,7 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
зола . . . . .	0,5 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
серы . . . . .	0,47 — 1 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
теплотворная способность $Q_{высш}$	= 7800 — 8000 кал/кг,

3) рыночный антрацит-семячко (отсеянный из штыба)<sup>1</sup>:

влаги внешней $W_{вн}$	= 0,69 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,
влаги гигроскопической $W_{гигр}$	= 2,3 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,
летучих $V^a$	= 2,5 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,
зола $A^a$	= 12,2 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,
серы $S^a$	= 2,4 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> ,
теплотворная способность $Q_{б.в}^a$	= 6713,6 кал/кг.

<sup>1</sup> Воздушно-сухой.

Первый этап пробега (Ростов — Снежная — 151 км) прошел в устранении дефектов монтажа установки и в изыскании возможностей газификации термоантрацита.

Показатели на этом участке следующие:

$$v_{T,y} = 12,1 \text{ км/час (скорость автомашины в пути),}$$

$$v_T = 10,7 \text{ км/час (скорость, где время остановки машины по вине установки зачтено в минус).}$$

$$\text{Расход антрацита: } B = 0,62 \text{ кг/км.}$$

$$\text{Расход бензина: } b = 0,195 \text{ кг/км.}$$

Второй этап пробега (Снежная — Харьков — 338 км). Топливо — рыночный антрацит, установка налажена.

$$v_{T,y} = 23,6 \text{ км/час}$$

$$v_T = 20,7 \text{ км/час}$$

$$B = 0,44 \text{ кг/км}$$

$$b = 0,044 \text{ кг/км}$$

Третий этап пробега (Харьков — Белгород — 54 км). В Харькове взят новый уголь следующего состава<sup>1</sup>:

$$\text{влаги внешней } W_{вн} = 0,59\%$$

$$\text{влаги гигроскопической } W_{гигр} = 1,77\%$$

$$\text{летучих } V^a = 4,39\%$$

$$\text{зола } A^a = 10,5\%$$

$$\text{серы } S^a = 2,5\%$$

$$\text{теплотворная способность } Q_{б.в}^a = 7439 \text{ кал/кг.}$$

$$v_{T,y} = 14,8 \text{ км/час}$$

$$v_T = 14,2 \text{ км/час}$$

$$B = 1,3 \text{ кг/км}$$

$$b = 0,3 \text{ кг/км}$$

Поломался толкатель и разбился поршень.

Четвертый этап пробега (Белгород — Курск — 138 км). Топливо — харьковский уголь (приспособление к новому углю).

$$v_{T,y} = 17,6 \text{ км/час}$$

$$v_T = 14,5 \text{ км/час}$$

$$B = 0,603 \text{ кг/км}$$

$$b = 0,115 \text{ кг/км}$$

Пятый этап пробега (Курск — Плавск — 292 км). Топливо — харьковский уголь.

$$v_{T,y} = 15,8 \text{ км/час}$$

$$v_T = 13,3 \text{ км/час}$$

$$B = 0,6 \text{ кг/км}$$

$$b = 0,07 \text{ кг/км}$$

Шестой этап пробега (Плавск — Подольск). Топливо — харьковский уголь.

<sup>1</sup> Воздушно-сухой, в пути применялся более влажный.



$$v_{T,y} = 21,7 \text{ км/час}$$

$$v_T = 17,7 \text{ км/час}$$

$$B = 0,85 \text{ кг/км}$$

$$b = 0,086 \text{ кг/км}$$

На этом этапе производилась чистка всей установки от сажи, залепившей все трубопроводы.

Средние показатели с коррективами комиссии, вследствие расхода топлива — не по прямому назначению.

Ростов — Подольск.

$$v_{T,y} = 17,8 \text{ км/час}$$

$$v_T = 15,2 \text{ км/час}$$

$$B = 0,510 \text{ кг/км}$$

$$b = 0,073 \text{ кг/км}$$

### Выводы по работе установки на протяжении Ростов — Москва

Топливо. Хотя антрацит шахты им. Воровского в пробеге не применялся, но надо сказать, что его применение равносильно применению термоантрацита, как показали местные пробеги Ростов — Новочеркасск.

Антрациты с малым содержанием летучих, хотя и малозольные, но трудно горючие, видимо не найдут применения в транспортных газогенераторах вследствие плохой устойчивости их газификации.

Газогенератор. Постановка паро-воздушной рубашки во втором варианте по сравнению с первым неудачна, что сказалося на периодическом зашлаковывании колосниковой решетки. Газ получался влажный.

Механическая очистка неудовлетворительна, что сказалося на ненормальном износе поршней и колец.

Охлаждение газа достаточное.

Скорости 25 м/сек газа в трубопроводах велики.

Газогенератор, изготовленный из 1-мм железа, легко подвержен прогоранию.

Большое неудобство в пути представляло ежедневное исправление обмозки топливника.

Несмотря на все неудачи, пробег автомашины с газогенераторной установкой на антраците показал возможность внедрения антрацита в качестве топлива для автомашин.

Даже явно ненормально заниженные скорости говорят, что среди газогенераторных установок на дровах и древесном угле газогенераторная установка на антраците стоит не на последнем месте. При применении для розжига древесного угля затрата времени на розжиг свелась до 6 мин., а иногда удавалось получать работоспособный газ через 2 мин. после поднесения факела к запальному отверстию. Остановки на  $1\frac{1}{2}$  часа давали возможность иногда запускать двигатель на газе. Генератор в заглушенном состоянии может простоять 3—4 часа и для восстановления процесса во всех случаях затрачивается 6—7 мин. Точных данных по развиваемой двигателем мощности привести не представляется возможным, хотя произведенные лабораторные испытания иногда давали показания в 29 л. с. для двигателя ГАЗ с нормальной степенью сжатия.

Ненормально большие расходы бензина являются результатом ненадежности установки, перебоев в работе двигателя и непригодности шофера к уходу за установкой.

### Изменение конструкции установки

Размещение всей установки под кузовом, за исключением бункера, который находится между кузовом и кабиной (с запасом топлива в бункере на работу в 1 смену и более), без уменьшения полезной площади кузова, является вполне возможным.

1. Паро-воздушную рубашку необходимо перенести с кожуха топливника на газосборник, как в первой модели установки. Такое расположение паро-воздушной рубашки обеспечивает автоматическую регулировку температуры воздуха, а следовательно и необходимого его увлажнения. При загрузке топлива, когда желательно уменьшение подачи пара, температура газа, проходящего через слой засыпанного угля, падает, а следовательно падают температура и влажность воздуха. При изменении количества потребляемого газа происходит попутно изменение температуры воздуха, а следовательно изменяется и количество подаваемого пара, что при расположении рубашки по второму варианту у топливника не обещает необходимого безинерционного изменения температуры воздуха.

2. Газосборник и зольник необходимо делать из 3-мм листового железа, желательно устройство герметической дверцы над колосниковым пространством для удаления шлаков и разгрузки генератора.

3. Топливопровод необходимо увеличить в диаметре до 100 мм и делать по возможности прямолинейным.

4. Затвор топливопровода необходимо располагать возможно ближе к бункеру для предотвращения его перегрева.

5. Желательно уменьшение скорости потока газа по трубопроводам, чтобы по возможности уменьшить унос, приняв скорость как до грубого механического очистителя, так и в остальных трубопроводах, 15 м/сек.

6. Запас воды для газификации в связи с перемещением паро-воздушной рубашки может храниться в бачке под бункером, или используя для этой цели существующий бензиновый бак; небольшой же бензиновый бак представляется возможным расположить под капотом автомашины.

7. Работа грубого механического очистителя вполне удовлетворительна, в особенности при заполнении его кольцами Рашига. Но считаем возможным заменить его и охладитель существующими и испытанными для дровяных и древесно-угольных установок очистителями-охладителями.

8. Химический очиститель, вероятно, нужно оставить тех же форм и размеров впредь до проведения испытаний на действительную необходимость очистки газа от сероводорода.

9. Тонкий механический очиститель с работой не справлялся и необходимо дать более совершенную конструкцию, устроив, может быть, очистку маслом или водой с использованием например воздухоочистителей тракторов СТЗ, Фордзона или ЗИС-5.



## О подборе и подготовке топлива для установки

В местных пробегах и на участке пробега Снежная — Харьков наиболее успешно применялся антрацит АЗ и АС Шахтантрацита.

Испытаниями и анализами установлено, что содержание летучих 2—5% в топливе желательно, так как это ускоряет розжиг газогенератора. Топливо же с большим содержанием летучих может вызвать нежелательные явления загрязнения трубопроводов, засмоления фильтра и свеч. Опыты показали, что засмоление иногда возможно и при 5% содержания летучих. Топливо с содержанием золы 17% и выше с успехом применялось на установке. Отсев пыли и предварительная промывка топлива с последующей просушкой его весьма желательны для уменьшения склонности к шлакованию и уменьшения уноса.

Инж. Ю. А. КЛЕЙНЕРМАН

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

В основу работы положен труд Шленфера и Тоблера („Der Motorlastwagen, Bern“ № 16, 17, 21, 22 за 1936 г. и № 6 и 7 за 1937 г.), в котором приведен материал об исследованиях современных газогенераторов. В частности отсюда заимствована большая часть таблиц и иллюстраций.

Кроме труда Шленфера и Тоблера и русских материалов, широко использованы иностранные источники, как известные нам до этого, так и те (в частности Докторикс и Дюкон), на которые ссылаются Шленфер и Тоблер.

### А. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

#### 1. ГЕНЕРИРОВАНИЕ ГАЗА

Главной задачей при генерировании газа из дров для питания двигателя внутреннего сгорания является очистка его от примесей смолы и кислот. Практика последних лет доказала, что это достигается лучше всего в газогенераторах с опрокинутым процессом газификации, где воздух подается на определенной высоте уровня топлива и затем проходит вниз, таким образом, дрова и газ перемещаются в том же направлении, т. е. сверху вниз. Известное исключение из этого правила представляет двухзонный газогенератор „Брандт“, имеющий центральную шахту, заполняющуюся древесным углем, однако по существу он является не столько дровяным, сколько древесно-угольно-дровяным газогенератором и поэтому занимает особое место в дальнейших расчетах и выкладках. При опрокинутом процессе газификации смолистые продукты сухой перегонки дров попадают в зону горения и здесь разлагаются под влиянием высоких температур на ряд газообразных веществ (водород, углекислота, окись углерода, метан). Полученный в генераторе газ, как правило, отбирается не в нижней части генератора, а проходит под влиянием разрежения, создаваемого двигателем, по рубашке, концентричной

к топливнику, а иногда и к бункеру, омывая таким образом стенки топливника и бункера и отдавая первичному воздуху и дровам свое тепло.

Учитывая, что практический интерес имеют главным образом газогенераторы опрокинутого процесса, ниже мы будем рассматривать в основном только этот процесс.

### 1. Технология газообразования

В большинстве цилиндрических древесных газогенераторов опрокинутого процесса образуются, как известно, следующие четыре зоны: а) зона подсушки, б) зона сухой перегонки, в) зона окисления, г) зона восстановления.

Рассмотрим процессы, имеющие место в этих зонах, в порядке последовательности поступления в них топлива.

#### а) Процессы в зоне подсушки

Топливо попадает в газогенератор обычно с содержанием влаги в пределах от 10 до 30%<sup>1</sup>. Оно должно быть прежде всего подсушено, причем степень подсушки может сильно меняться в зависимости от условий работы (нагрузка, температура внутри и снаружи газогенератора, степень наполнения бункера, род топлива и его влажность, размеры чурок и т. д.).

В газогенераторах с отбором влаги из верхних частей бункера часть паров воды, образовавшихся при подсушке дров, конденсируется и отводится из верхней части бункера. Остаток же паров воды стекает в топливник.

При стендовых испытаниях газогенераторов, показанных на рис. 40, 50 и 55 (см. ниже обзор конструкций), количество осаждаемой воды при расходе дров в 30—50 кг составило (включая и воду, образовавшуюся уже после остановки генератора) около 6—10% от общего количества дров. Во время самой работы газогенератора количество осаждаемой воды составило от 2 до 4%. Во время пробной ездки по пересеченной местности было установлено, что количество осаждаемой воды составляет от 3 до 5%. И наконец при езде с полной нагрузкой по гористой местности эта цифра падала до 2%.

В целях наблюдения и изучения процессов подсушки и перегонки дров в автомобильных газогенераторах, были проделаны следующие опыты: три газогенератора типа „Имберт“ были полностью охлаждены и затем из

<sup>1</sup> Влажность топлива ниже дается всюду, как это принято в современной химии топлив, относительно общего количества дров.

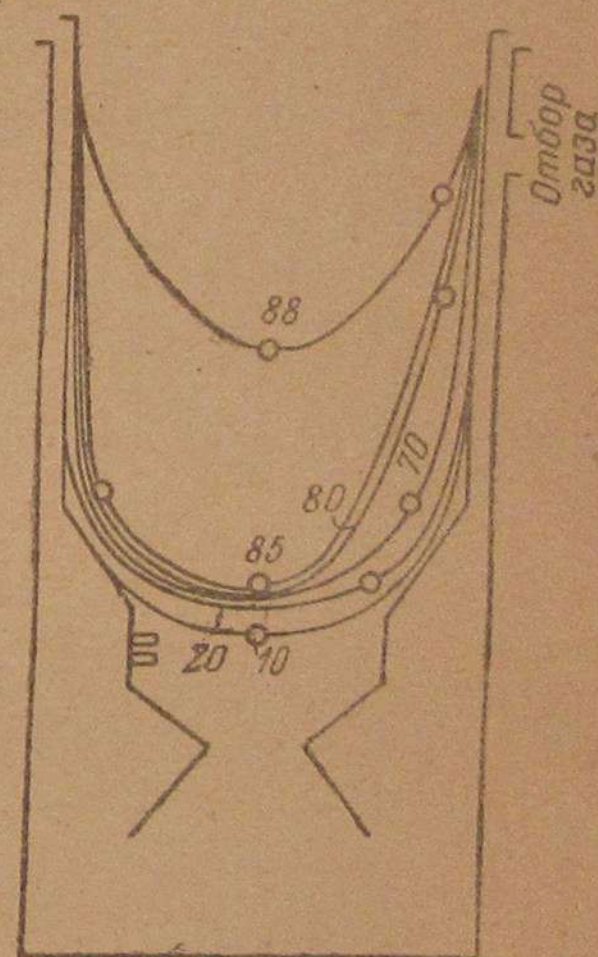


Рис. 1. Кривые равного содержания летучих составных частей в бункере газогенератора „Имберт“ после охлаждения.



Состав и теплота сгорания проб дров и древесного угля, взятых в различных местах газогенератора типа „Имберт“

Место взятия пробы	Внешний вид пробы	Содержание		Содержание в безводной и беззольной субстанции летучих составных частей %	Теплота сгорания безводной и беззольной субстанции	
		воды %	зола %			
60	Сверху	Снаружи пропитана смолой, внутри почти без изменений	4,4	0,8	87,6	4796
40	В середине	Снаружи как протравленная, внутри почти без изменений	5,9	0,5	88,5	4751
40	С края со стороны отбора газа	Снаружи коричневая до черной, внутри слегка коричневая	3,6	0,6	78,1	5258
20	С края со стороны, противоположной отбору газа	То же, только внутри почти без изменений	5,5	0,6	86,1	4894
20	С края со стороны отбора газа	Снаружи то же, внутри слегка коричневая	2,4	1,1	71,4	5656
10	В середине	То же	3,5	0,6	84,5	4906
10	С края	Острый древесный уголь, еще сохранивший ясно видную структуру дров	2,1	1,9	20,3	7934
0	У фурм	Мелкозернистый, частично обожженный и скругленный древесный уголь	2,3	2,6	11,5	8007
0	Под фурмами	То же	1,0	4,4	10,6	—
0	В зольнике	Древесный уголь, зернистость 0,15 мм	—	20,8	7,0	7979

них тщательно ровными слоями сверху было вынута топливо и подвергнуто точному анализу. Таким образом, было проанализировано топливо в разных частях газогенератора. Результаты этих анализов приведены в табл. 1 и 2.

На рис. 1 показаны точки равного содержания летучих составных частей в дровах в газогенераторе „Имберт“. Эти точки соединены линиями. Все точки, лежащие на одной линии, соответствуют одинаковому содержанию летучих в дровах. Подсушка и перегонка, как это видно

Содержание воды и летучих составных частей дров и древесного угля в пробах, взятых в различных местах газогенераторов „Дейтц“ и „Кромаг“

Место взятия пробы	Внешний вид пробы	Содержание воды в пробе %	Содержание в безводной и беззольной субстанции летучих составных частей %
Газогенератор „Дейтц“			
100	С края	Снаружи пропитана смолой, внутри осталась без изменений	8,6
65	С края	То же	88,0
40	С края	Снаружи коричневая до черной, внутри без изменений	5,7
25	С края	Снаружи черная, внутри частично коричневая	5,2
15	В середине	Слегка измененная	83,0
15	С края	Снаружи коричневая до черной, внутри коричневая	5,8
5 до 10	По всему сечению	Древесный уголь с ясно видной сохранившейся структурой дров	4,0
			26,0
Газогенератор „Кромаг“			
35	С края со стороны отбора	Снаружи как протравленная, внутри без изменений	6,5
15	Со стороны, противоположной отбору	То же	87,0
15	Со стороны отбора	Снаружи черная, частично обожженная и обугленная, внутри частично коричневая	5,7
			88,0
			2,9
			79,1

из рисунка, происходят интенсивнее у стенок газогенератора благодаря подогреву газом, проходящим в полости между бункером и наружным кожухом.

#### б) Процессы в зоне сухой перегонки

Процессы, происходящие в зоне сухой перегонки дров, выяснены опытами Нормена и П. Классона<sup>1</sup>, Эдуарда Леона<sup>2</sup> и Виолетта<sup>3</sup>.

<sup>1</sup> „Вестник Шведского геологического общества“, 1908, т. 3, стр. 9.

<sup>2</sup> „Stahl und Eisen“, 1907, стр. 733.

<sup>3</sup> Виолетт, Технология карбонизации дерева, Париж, 1934, 3-е издание.



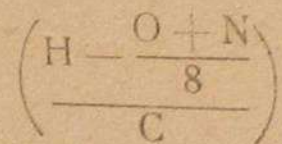
До температуры 200°С выделяется почти только одна вода. В интервале температур от 200 до 280°С наряду с водой выделяются уже углекислота и уксусная кислота. Собственно перегонка и образования больших количеств смол и газа происходят при температурах от 280 до 500°С. До температуры 380° выделяются наряду с уксусной кислотой метиловый спирт, легкие смолы и газ, богатый углеводородами, в интервале же от 380 до 500° — густая смола и газ, весьма обогащенный углеводородами.

При температурах от 500 до 700°С образование газа уже незначительно и происходит главным образом выделение водорода, при этом однако образуется также и смола. Карбонизация дерева протекает до 280°С экзотермически, выше этой температуры карбонизация продолжается уже самостоятельно, что хорошо заметно в практической эксплуатации газогенераторных автомобилей, при внезапном выключении мотора после большого отбора газа, по нарастанию давлений в трубопроводах или по вытеканию газа из воздушного сопла.

Процессы сухой перегонки в большой степени зависят, как это показал проф. Дюпон<sup>1</sup>, от способа повышения температуры.

Дюпон предложил предварительно подсушивать и частично перегонять дрова при температуре несколько ниже 280—290°С, благодаря чему дрова потеряют в большой степени свою гигроскопичность и при последующей газификации в газогенераторе будут выделять меньшее количество уксусной кислоты и смолистых дистиллятов, повышая тем самым теплотворную способность газа.

В табл. 3 приведены составы, теплота сгорания и теплотворные способности безводных и беззольных основ ряда древесных и древесно-угольных топлив, полученные Дюпоном в результате проведенных им опытов. Из таблицы видно, что в процессе углеобразования содержание летучих падает от 90 до 10% и ниже, содержание водорода — с 6 до 2% и содержание кислорода с 45 до 4,5%. Содержание углерода возрастает с 50 до 90%, а теплотворная способность — с 4500 до 8000 кал/кг. Свободный водород



уже при относительно низкой степени перегонки (содержание летучих составных частей, отнесенное к чистой основе, около 85%, теплота сгорания 5400 кал/кг) достигает максимума и довольно долго сохраняет его.

Продукты сухой перегонки дерева проходят при его газификации в газогенераторе<sup>2</sup> через зону высоких температур. Анализы газа по методу Гейнерта (сухая перегонка дерева при температуре 1100° в кварцевой трубке) дали результаты, представленные в табл. 4.

При этом способе перегонки первично выделяющиеся продукты подвергались вторичной перегонке очень короткое время, так что газы

<sup>1</sup> „Annale de l'office national de cocubostiblas liquides 13-me année, 4-me livraison“, стр. 553—590 и „Bulletin de l'institut du Pin“ № 13, 14 и 15.

<sup>2</sup> Опрокинутого процесса.

Таблица 3

Химический состав, теплотворная способность и теплота сгорания горючей основы дров и древесного угля

Вид дров	С о д е р ж а н и е				Теплота сгорания кал/кг	Теплотворная способность кал/кг	Свободный водород (содержание водорода, отнесенное к содержанию углерода) $H - \frac{O + N}{8}$
	углерода в %	водорода в %	кислорода + азот %	летучих составных частей %			
Буковые чурки . . . . .	49,1	6,2	44,7	87,5	4672	4339	0,012
Буковые дрова . . . . .	48,4	6,2	45,4	89,1	4711	4380	0,011
Старый дуб . . . . .	49,5	6,0	44,5	82,4	4679	4356	0,010
Еловые дрова . . . . .	49,6	6,2	44,2	87,0	4830	4496	0,014
Лом лиственницы . . . . .	52,1	6,4	41,5	89,1	5118	4774	0,023
Смешанные дрова . . . . .	49,9	6,1	44,0	87,3	4708	4382	0,012
Дрова по Дюпону . . . . .	55,9	6,4	37,7	85,4	5398	5058	0,029
Еловые дрова, не полностью отогнанные . . . . .	82,9	4,0	13,1	23,6	7413	7629	0,026
Хорошо отогнанные еловые дрова . . . . .	93,6	1,8	4,6	6,7	7916	8015	0,014
Хорошо отогнанные буковые дрова . . . . .	93,4	1,9	4,5	7,2	8026	8138	0,016



## Анализы Гейперта для сухих дров

	В и д т о п л и в а			
	Буковые ветки	Буковые чурки	Ель	Лиственница чурки
	В л а ж н о с т ь е г о			
	4%	4,5%	4,6%	6,6%
	Состав газа в % по объему			
CO <sub>2</sub> . . . . .	14,0	14,5	10,9	11,5
CnHm . . . . .	7,5	7,5	7,5	8,6
CO . . . . .	41,2	40,7	43,6	41,4
H <sub>2</sub> . . . . .	20,3	21,3	22,9	23,3
CH <sub>4</sub> . . . . .	17,0	16,0	15,1	15,2
Теплотворная способность в кал/м <sup>3</sup> . . . . .	4650	4780	4640	4900
Выход газа в м <sup>3</sup> /кг . . . . .	0,523	0,536	0,557	0,523
Древесный уголь в % по весу . . . . .	15	15	16	16

содержали большой процент тяжелых углеводородов (CnHm), которые при более низких температурах частично конденсируются в виде смолообразных масс.

Содержание метана (около 15%) получается в 5—10 раз больше, а высшая теплотворная способность (4500—5000 кал/м<sup>3</sup>) в три раза выше, чем в газе, полученном в газогенераторе.

## в) Процессы в зоне горения (окисления)

После подсушки и сухой перегонки дрова попадают в окислительную зону, куда подается воздух. Из табл. 1—3 видно, что засасываемого в газогенератор воздуха недостаточно для полного сгорания продуктов перегонки в углекислоту и воду.

Подсчет проведен в предположении, что исходное топливо (безводные дрова) содержит 30% (по весу) древесного угля с 25% (по весу) легучих составных частей.

	С	Н	О
В 1 кг безводных дров содержится . . . . .	0,5 кг	0,060 кг	0,44 кг
В 0,3 кг безводного древесного угля с содержанием 25% газа по весу содержится . . . . .	0,25 кг	0,012 кг	0,04 кг
В продуктах сухой перегонки, полученных из 1 кг безводных дров, содержится . . . . .	0,25 кг	0,048 кг	0,40 кг

0,40 кг кислорода связывают 0,01 кг углерода, 0,048 кг водорода — остается 0,24 кг углерода. Эти 0,24 кг углерода требуют для полного сгорания в углекислоту 0,64 кг кислорода.

Древесный генераторный газ содержит около 50% азота. Из 1 кг безводных дров образуется около 25 м<sup>3</sup> генераторного газа. Таким образом, на каждый килограмм безводных дров засасывается около 0,33 м<sup>3</sup>, т. е. 0,47 кг кислорода. Недостача кислорода, потребного для полного сгорания продуктов сухой перегонки в углекислоту и воду, составляет при этих условиях 0,17 кг на 1 кг дров.

Из приведенных анализов продуктов сухой перегонки дров в газогенераторе „Имберт“ (табл. 1) следует, что имеет место полный процесс перегонки, что еще более увеличивает недостачу кислорода.

Из приведенных результатов однако не следует, что при подаче воздуха прежде всего сгорает свободный и связанный водород продуктов сухой перегонки.

В процессе сгорания должно быть подведено достаточное количество тепла, чтобы: 1) накаливать топливник до температуры, потребной для достижения очень высокой скорости протекания реакций; 2) покрыть потребность тепла в восстановительной зоне в связи с эндотермическим процессом и 3) покрыть потери тепла в трубопроводах на излучение.

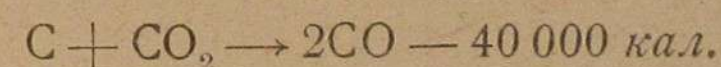
На основе закона Вельтера, гласящего, что образующаяся при сгорании свободная энергия примерно пропорциональна потребности в кислороде ( $Q$  Кал/кг примерно в 3300 раз больше теоретически необходимого количества кислорода в кг/кг), можно заключить, что из 1 кг безводных дров получается около 1500 Кал свободной энергии.

В окислительной зоне древесный уголь отгоняется до содержания газа ниже 10%.

## г) Процессы в зоне восстановления

В восстановительной зоне происходят следующие реакции.

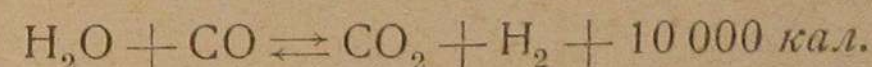
1. Воздействие углекислоты на углерод древесного угля:



2. Воздействие паров воды на углерод угля:



3. Кроме того следует учитывать катализируемую углем и золой реакцию равновесия водяного газа:



Реакции равновесия протекают в существующих газогенераторах не полностью в одном направлении. Каждой температуре соответствует теоретически совершенно определенная степень преобразования, которая достигается однако только тогда, когда скорость протекания реакции достаточно велика.

Скорости реакций увеличиваются при повышении температуры и уменьшаются при ее падении.

Поэтому для генерирования газа потребны высокие температуры. Этим требованиям ставят предел качества применяемых материалов. Однако возможно более глубокое осуществление реакций 1 и 2 представляет исключительную важность, так как свободные углекислота и пары воды разжижают газ. С этим в свою очередь связано падение мощности вследствие уменьшения теплотворной способности и ухудшения способности газа к воспламенению и сгоранию.

П. Дольх доказал, что посредством комбинированного воздействия углекислоты и паров воды на древесный уголь при температурах порядка 800°C можно добиться установления равновесия реакции водяного газа.



Зависимость постоянного равновесия водяного газа  $K_{Wg}$  от температуры

$$K_{Wg} = \frac{(CO) \cdot (H_2O)}{(CO_2) \cdot (H_2)}$$

Автор	Хан	Маурер и Бишоф	Улих
Литература (название труда)	„Вестник физической химии“, Берлин, 1904 г., № 48, стр. 735	„Вестник неорганической химии“, Берлин, 1929 г., № 178, стр. 371	„Термодинамика“, 1930 г.
Принципы расчета	Экспериментальное определение с помощью платинового катализатора	Уравнение Нернста с помощью метода малых квадратов	Закономерности энтропии
° C	$K_{Wg}$	$K_{Wg}$	$K_{Wg}$
600	0,37	0,3862	0,386
700	0,61	0,6513	0,625
800	0,92	0,9797	0,934
900	1,27	1,355	1,23
1000	1,62	1,759	1,59
1100	1,93	2,178	2,09
1200	2,30	2,599	2,29

На рис. 2 и в табл. 5 приведены эти зависимости между температурой и постоянной равновесия водяного газа, определенные по опытам Терре, Пачеке, Дольха, Бунте и Харриеса и по расчетам Хана (с платиновым катализатором в 1904 г.), Маурера и Бишофа (1930 г.) и Улиха (1936 г.).

Образующийся из дров генераторный газ не может обладать содержанием энергии (теплотворной способностью) большим, чем самые дрова в первоначальном виде. Нельзя рассчитывать на эквивалентность содержания тепла, так как приходится покрывать тепловые потери.

## 2. Расчет состава древесного газа

### 1. Баланс углерода.

Углерод в дереве и в подводимом воздухе = углерод в древесном газе, конденсате и золе.

2. Баланс водорода. Водород в дереве и в подводимом воздухе = водород в древесном газе, конденсате и золе.

3. Баланс кислорода. Кислород в дереве и в подводимом воздухе = кислород в древесном газе, конденсате и золе.

4. Баланс азота. Азот в дереве и в подводимом воздухе = азот в древесном газе, конденсате и золе.

5. Баланс энергии. Теплотворная способность дров = теплотворная способность газа, конденсата и золы + потери тепла + потери на передачу и излучение.

6. Уравнение (равновесие) водяного газа.

Постоянная равновесия водяного газа =

$$= \frac{\text{парциальное давление окиси углерода} \times \text{парциальное давление паров воды}}{\text{парциальное давление углекислоты} \times \text{парциальное давление водорода}}$$

$$= \frac{\text{концентрация окиси углерода} \times \text{концентрация паров воды}}{\text{концентрация углекислоты} \times \text{концентрация водорода}}$$

$$= \frac{(CO) \cdot (H_2O)}{(CO_2) \cdot (H_2)} = K_{Wg}$$

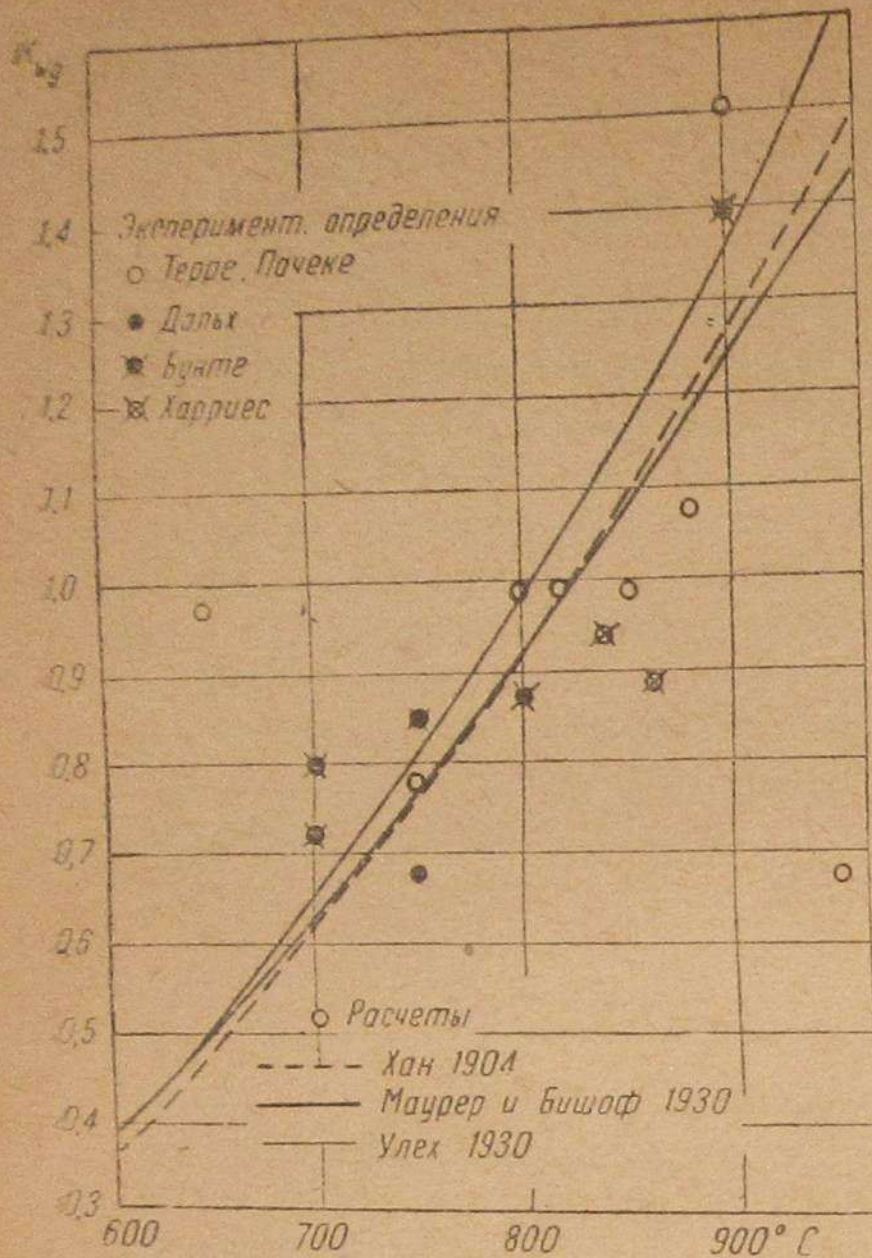


Рис. 2. Сравнение экспериментально полученных постоянных равновесия водяного газа  $K_{Wg}$  с различными теоретическими определениями.

В дальнейших расчетах мы не учитываем отгонки конденсата и пренебрегаем содержанием углекислоты и воды в воздухе, золы и азота в дровах, воды и углекислоты в золе, а также содержанием аммиака в газе.

Древесный газ состоит из углекислоты, окиси углерода, метана, тяжелых углеводородов и азота. Из приведенных выше уравнений четвертое отпадает, так как азот совершенно инертен и не отражает никаких зависимостей, с известными величинами можно определить только 5 неизвестных. В качестве таковых избираем: содержание в газе углекислоты, окиси углерода и водорода, количество воды, содержащейся в газе при выходе из газогенератора, и количество кислорода, необходимого для газификации.

Для расчета содержания метана и тяжелых углеводородов принято, что на каждый килограмм сухих дров образуется всегда постоянное количество метана и тяжелых углеводородов. Такое упрощение не приводит к большим погрешностям расчета (и вообще не является ошибкой), так как содержание метана и тяжелых углеводородов в древесном газе бывает, как правило, весьма низким.

Расчет заключается в решении пяти уравнений, которые не имеет смысла здесь приводить. Поэтому мы ограничиваемся здесь только графическим и табличным сопоставлением полученных результатов.



В таблицах также приведены данные по теплотворной способности плотности заряда<sup>1</sup>, теоретической потери мощности и максимальной скорости воспламенения.

Под плотностью заряда мы понимаем теплотворную способность газозвушной смеси при нормальных условиях ( $T=0^{\circ}\text{C}$ , давление 760 мм ртутного столба, сухая смесь), а под теоретическим падением мощности отношение:

$$\frac{\text{плотность заряда нормального бензина} - \text{плотность заряда генераторного газа}}{\text{плотность заряда нормального бензина}}$$

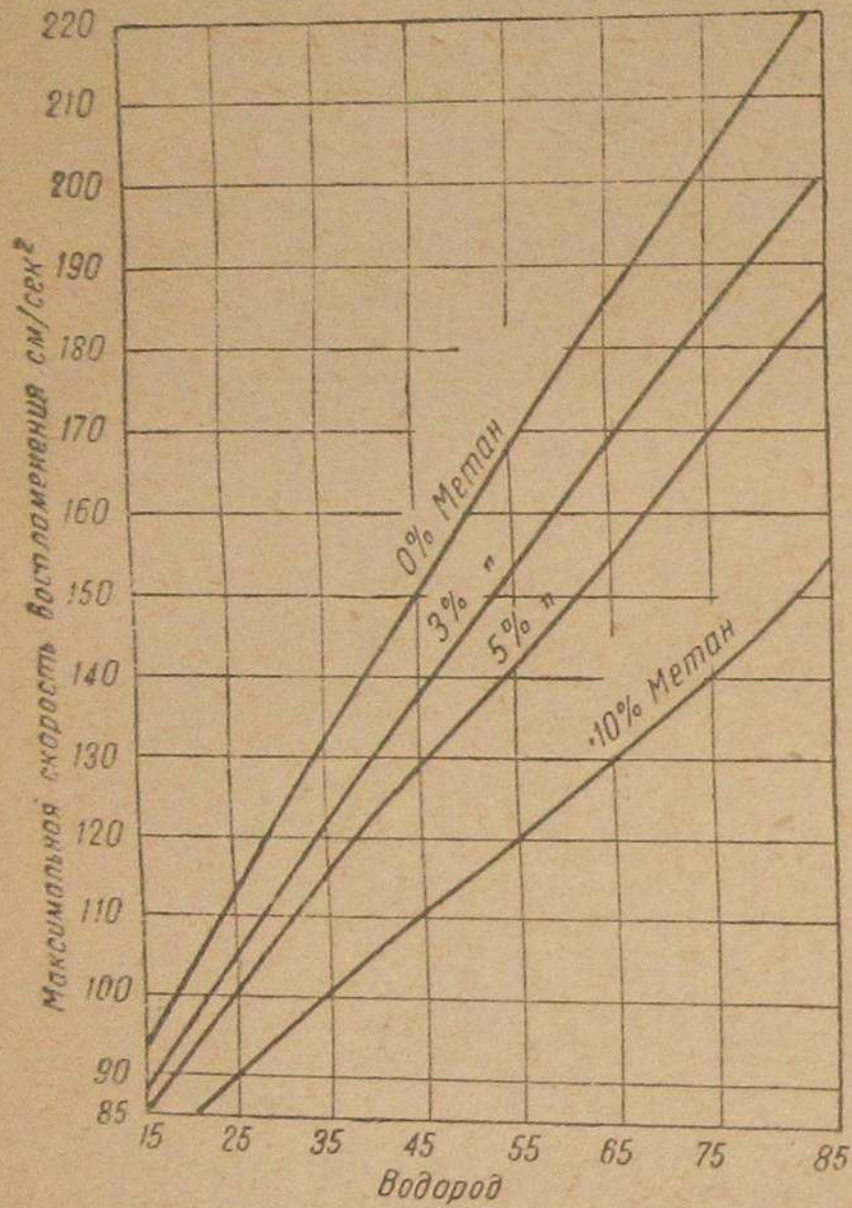


Рис. 3. Максимальная скорость воспламенения смеси: углекислота — метан — водород.

<sup>1</sup> В русской литературе обычно пользуются двумя понятиями: теплотворная способность газа и калорийность смеси, которая определяется формулой:

$$H_g = \frac{H_u}{1 + aL_0}$$

где  $H_u$  — теплотворная способность смеси.

Большинство же иностранных исследователей применяет термин „плотность заряда“, который в известном смысле представляет собой „теоретическую калорийность“ смеси, определяемую по формуле:

$$H_g = \frac{H_u}{1 + L_0}$$

<sup>2</sup> „Der Motorlastwagen“, 1936 г., № 17, стр. 332.

Плотность заряда нормального бензина принимаем равной  $890 \text{ кг/м}^3$ .

Для расчета максимальной скорости воспламенения применяется приближенная формула Шустера:

$$U_i = U_0 \left( 1 - \frac{N_2 + 1,67 \text{ CO}_2}{100} \right)$$

где:  $U_i$  — максимальная скорость воспламенения газа, содержащего углекислоту и азот,

$U_0$  — максимальная скорость воспламенения газа, не содержащего углекислоты и азота,

$N_2$  и  $\text{CO}_2$  — в процентах.

Величину  $U_0$  определили Бунте и Литтершейдт. Шленфер и Тоблер линейно интерполировали эту величину с точки зрения содержания метана<sup>2</sup>. На рис. 3 представлены полученные при этом величины в зависимости от содержания водорода.

Под теоретической температурой реакции мы понимаем отношение:

$$\frac{\text{теплотворная способность дров (Кал/кг)} - [\text{выход газа (м}^3/\text{кг)} \times \text{теплотворная способность газа (Кал/м}^3)]}{\text{выход газа (м}^3/\text{кг)} - \text{средняя удельная теплота газа}}$$

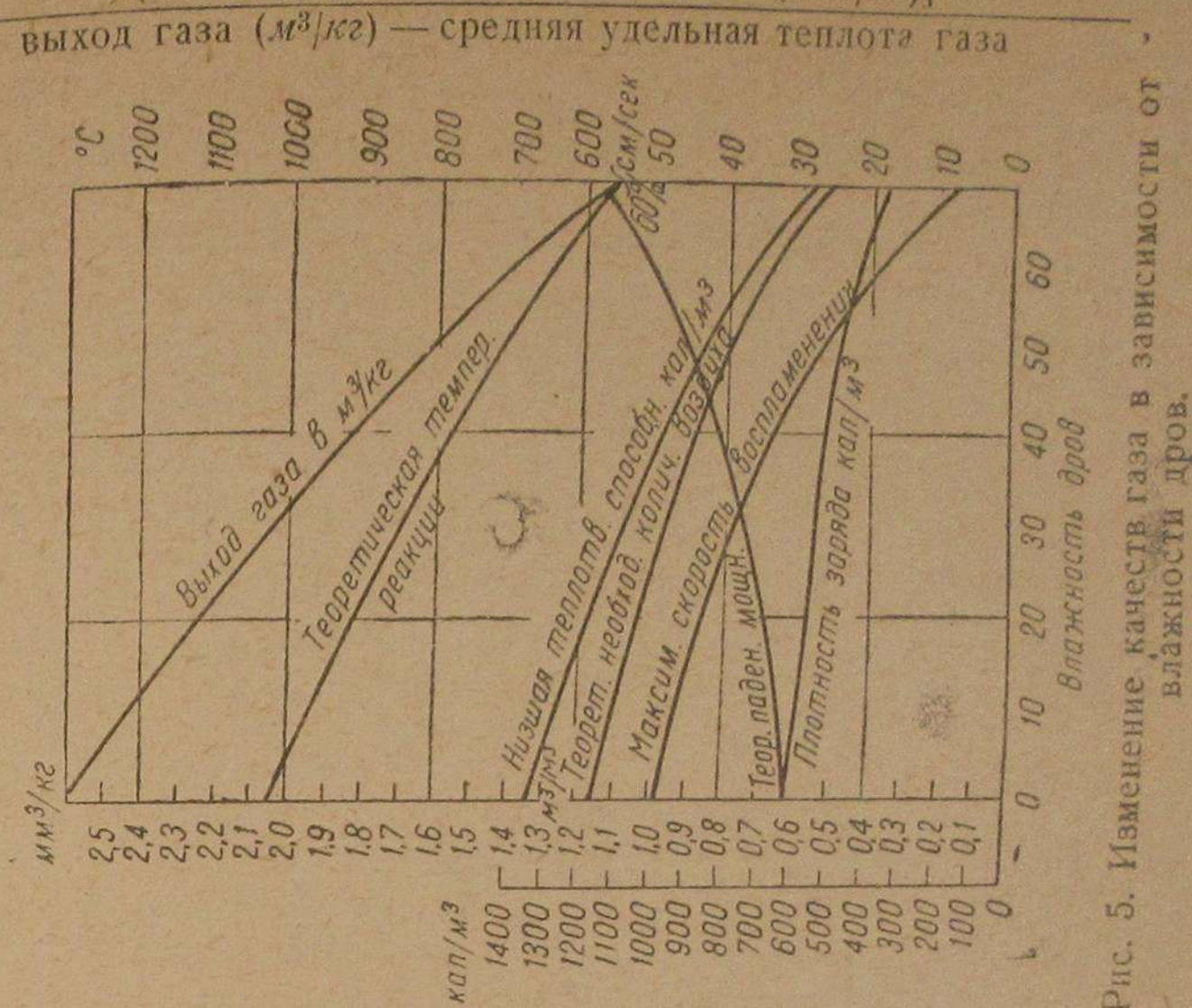


Рис. 5. Изменение качества газа в зависимости от влажности дров.

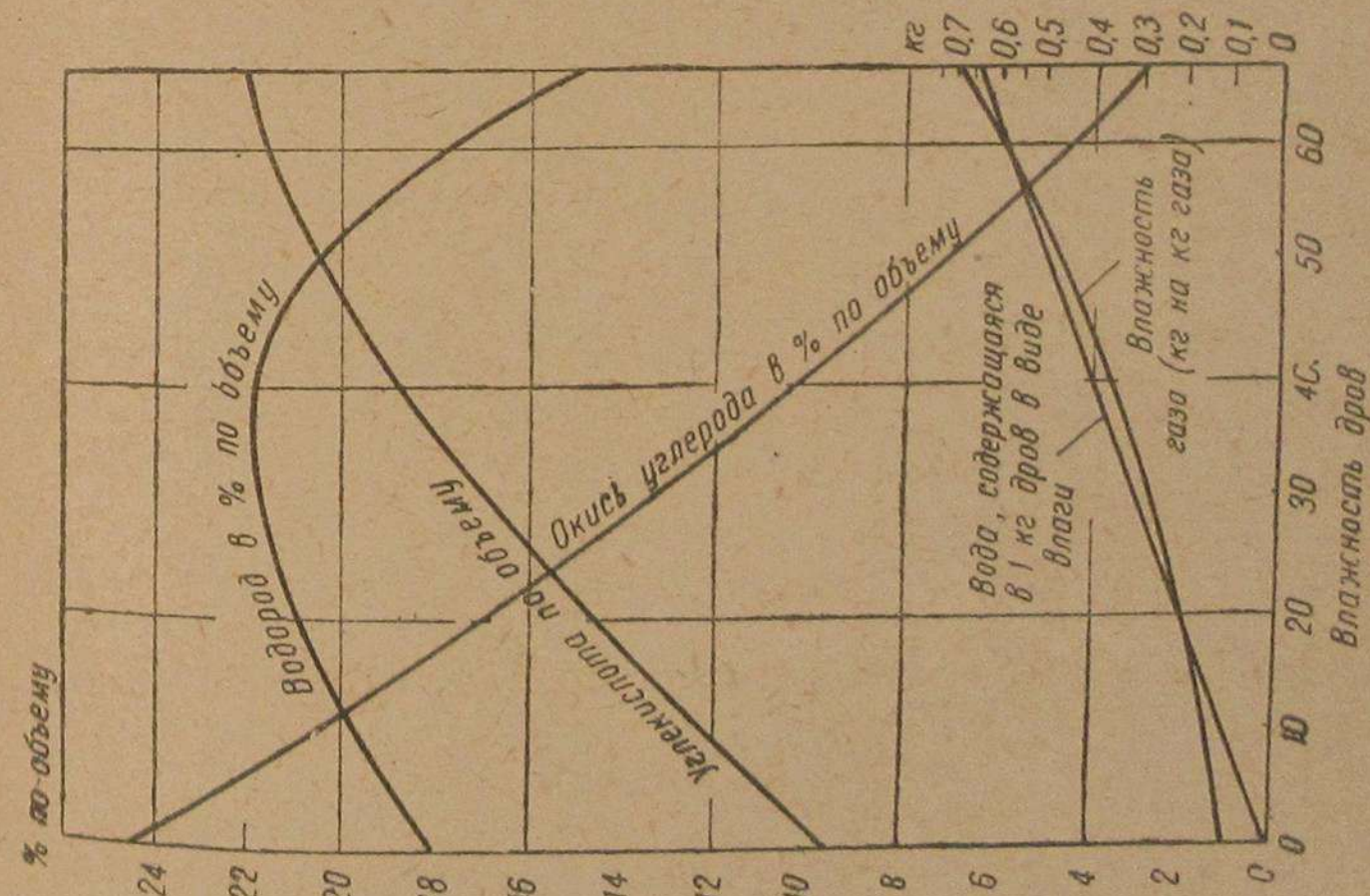


Рис. 4. Изменение состава газа в зависимости от влажности дров.

т. е. такую температуру, которая могла бы теоретически установиться при переводе холодных дров с холодным воздухом в древесный газ заданного состава при абсолютной изоляции тепла.

а) Влияние влажности дров на состав и качества генераторного газа  
Влияние влажности дров на состав, теплотворную способность, плотность заряда и максимальную скорость воспламенения генераторного



Влажность дров %	Состав газа (в % по объему)				Вода после газогенератора кг/кг	Кислород для газификации кг/кг	Выход газа м <sup>3</sup> /кг	Низшая теплотворная способность ккал/м <sup>3</sup>	Теоретический объемное количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность заряда ккал/м <sup>3</sup>	Теоретическая потеря мощности %	Максимальная скорость воспламенения см/сек	Теоретическая температура реакции °C
	водород %	окись углерода %	азот %	метан %									
0,0	18,0	24,6	46,3	1,5	0,093	0,460	2,62	1337	1,16	619	30,4	48,8	1025
9,1	19,5	21,2	45,9	1,5	0,135	0,429	2,46	1271	1,11	603	32,3	46,8	975
16,7	20,6	18,5	45,7	1,4	0,178	0,403	2,31	1209	1,07	585	34,3	44,3	935
28,6	21,6	14,2	46,3	1,4	0,262	0,365	2,08	1105	0,98	556	37,6	39,9	855
35,5	21,8	11,9	47,1	1,3	0,320	0,344	1,94	1037	0,93	537	39,7	36,5	805
50,0	20,8	7,3	50,1	1,3	0,468	0,306	1,61	863	0,79	483	45,7	26,4	700
66,7	15,0	2,9	58,9	1,1	0,680	0,266	1,12	570	0,53	372	58,2	7,3	570

газа, а также на теоретическую температуру реакции определится при следующих условиях.

1. Основа дров содержит 50% углерода, 6% водорода и 44% кислорода.

2. Равновесие водяного газа полностью устанавливается при 700°С (по Берлю  $K_{wg} = 0,625$ )<sup>1</sup>.

3. Потери тепла на излучение и передачу составляют 15%.

4. Температура газа при выходе из генератора составляет 350°С.

5. На 1 кг сухих дров образуется 0,04 м<sup>3</sup> метана и слабые следы тяжелых углеводородов.

Результаты расчетов приведены в табл. 6 и на рис. 4 и 5. Расчеты проводились с учетом влияния лишь исследуемого фактора. Остальные предположались постоянными. Из таблицы и графиков видно, что при возрастающей влажности дров содержание водорода в газе сначала быстро растет, достигая максимума при влажности дров в 40%, а затем резко падает. Содержание окиси углерода и теплотворная способность газа падают при повышении влажности, а содержание углекислоты растет почти по прямой.

Плотность заряда падает в процентном отношении менее сильно, чем теплотворная способность, так как при низкой теплотворной способности уменьшается также и потребное количество воздуха.

При влажности дров выше 30% начинает прогрессивно возрастать теоретическое падение мощности.

<sup>1</sup> „Chem. Ingenieur Technik“, 1935 г., стр. 271.

При влажности дров ниже 12,5% отношение процентного по объему содержания водорода к процентному по объему содержанию окиси углерода получается меньше 1, но уже при дальнейшем повышении влажности — больше 1. Содержание азота изменяется весьма незначительно. Максимальная скорость воспламенения газа, полученного при газификации сухих дров, получается большей, чем газа из слегка влажных дров, несмотря на то, что последние дают газ, богатый содержанием водорода.

При газификации дров влажностью менее 19% и выше 64% в газе содержится большее количество воды, чем в исходном топливе.

#### б) Влияние равновесия температур на состав и качества генераторного газа

В табл. 7 и на рис. 6 и 7 приведены результаты расчетов проф. Шленфера и д-ра Тоблера с константами равновесия водяного газа в 0,934 и 1,23 (что соответствует температурам равновесия 800 и 900°С).

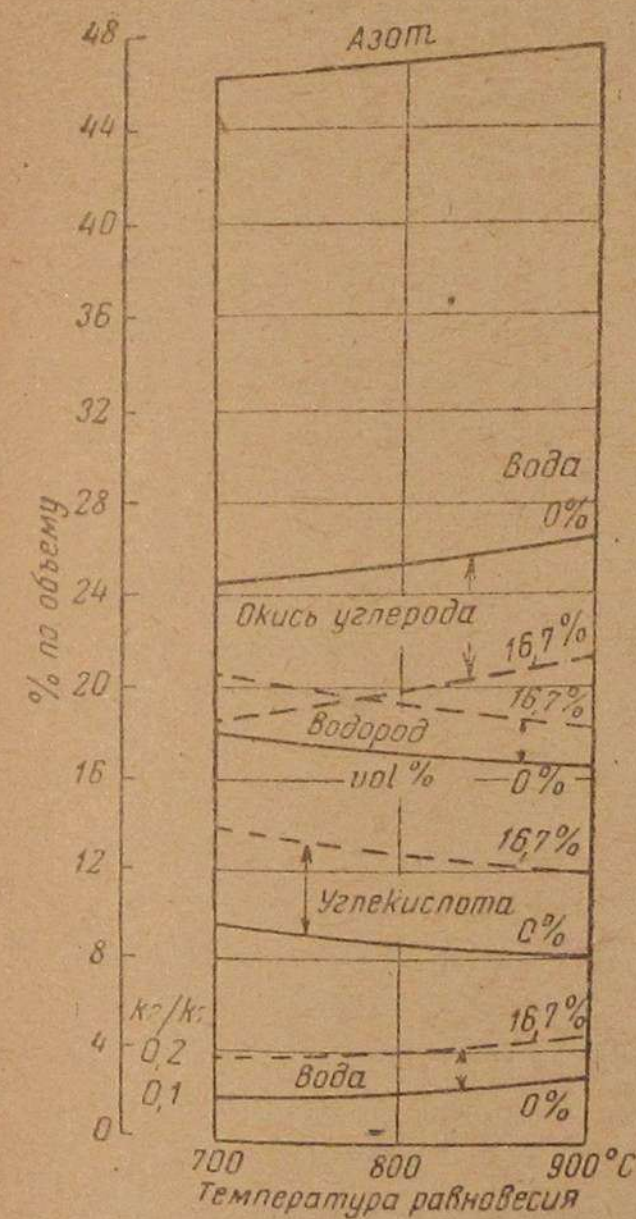


Рис. 6. Изменение состава и качества газа в зависимости от температуры равновесия.

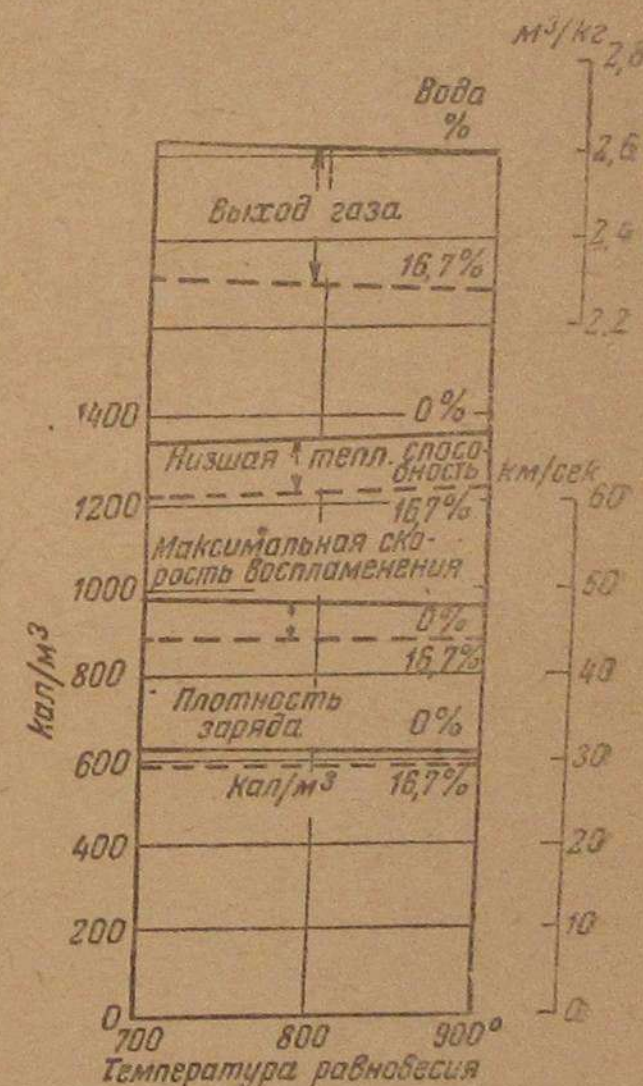


Рис. 7. Изменение состава и качества газа в зависимости от температуры равновесия.

При возрастании температур равновесия газ обогащается окисью углерода и поэтому в нем уменьшается содержание водорода и углекислоты. При этом однако возрастает содержание в газе азота, так что теплотворная способность, плотность заряда, теоретическое падение мощности и даже максимальная скорость воспламенения газа остаются почти равными.



Изменение состава и качества генераторного газа в зависимости от температуры равновесия

Температура равновесия	°C	Kw <sub>g</sub>	Влажность дров	Состав газа (в % по объему)					Вода после газогенератора	Кислород для газификации	Выход газа	Нижшая теплотворная способность	Теоретическая плотность заряда	Теоретическое падение мощности	Максимальная скорость воспламенения
				водород	окись углерода	углекислота	азот	метан							
700	0,625	0,0	0,0	18,0	24,6	9,6	46,3	1,5	0,460	2,62	1337	619	30,4	48,8	
800	0,934	0,0	0,0	17,1	25,6	8,8	47,0	1,5	0,463	2,60	1345	622	30,1	48,4	
900	1,23	0,0	0,0	16,5	26,4	8,2	47,4	1,6	0,465	2,58	1355	626	29,7	48,0	
700	0,625	16,7	16,7	20,6	18,5	13,8	45,7	1,4	0,403	2,31	1209	585	34,3	44,3	
800	0,934	16,7	16,7	19,2	20,0	12,6	46,7	1,5	0,407	2,29	1223	590	33,7	44,1	
900	1,23	16,7	16,7	18,2	21,0	11,9	47,4	1,5	0,410	2,27	1229	594	33,2	43,9	
700	0,625	28,6	28,6	21,6	14,2	16,5	46,3	1,4	0,365	2,08	1105	556	37,6	39,9	
800	0,934	28,6	28,6	20,0	16,0	15,2	47,4	1,4	0,369	2,05	1118	562	36,9	39,7	
900	1,23	28,6	28,6	18,9	17,2	14,2	48,3	1,4	0,379	2,03	1126	565	36,9	39,4	

ценными для трех выбранных температур равновесия. Полученные результаты следует объяснить тем, что при более низких температурах равновесия потери в трубопроводах и на излучение покрываются за счет большего сгорания углерода, а при более высоких температурах за счет большего сгорания водорода.

### в) Влияние потерь в трубопроводах и на излучение

Влияние потерь в трубопроводах и на излучение при установившейся температуре выхода газа из генератора (350°С) и константе равновесия водяного газа в 0,625 (соответствующей установленному равновесию температур в 700°С) на ожидаемый состав газа, получаемого из дров, влажностью в 0 и 16,7%, представлено в табл. 8 и на рис. 8 и 9. При возрастании потерь в трубопроводах и на излучение сильно повышается содержание в газе азота и углекислоты. Соответственно этому резко падают теплотворная способность, плотность заряда, теоретическая мощность и максимальная скорость воспламенения газа. На каждые 10% потерь теплотворная способность падает на 20%, плотность заряда на 10% и максимальная скорость воспламенения на 25—30%. То обстоятельство, что теоретическая температура реакции возрастает с увеличением названных потерь, кажется парадоксальным, но легко объ-

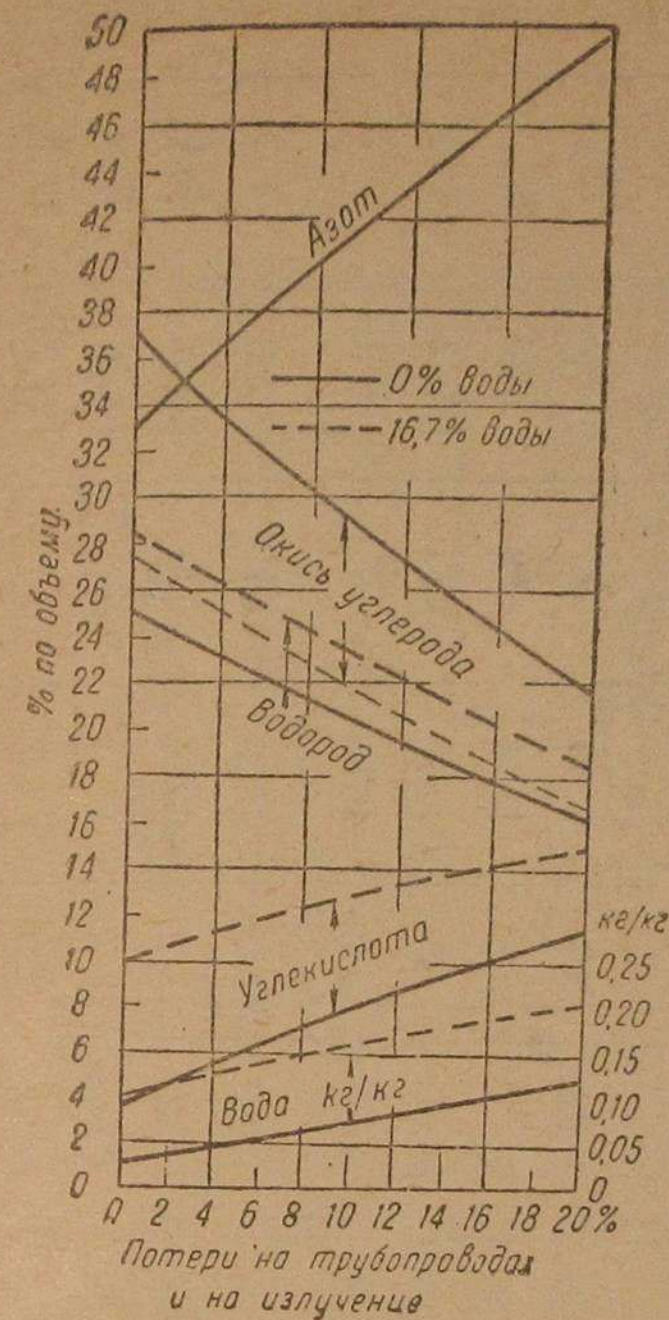


Рис. 8. Изменение состава газа в функции потерь на излучение и в трубопроводах.

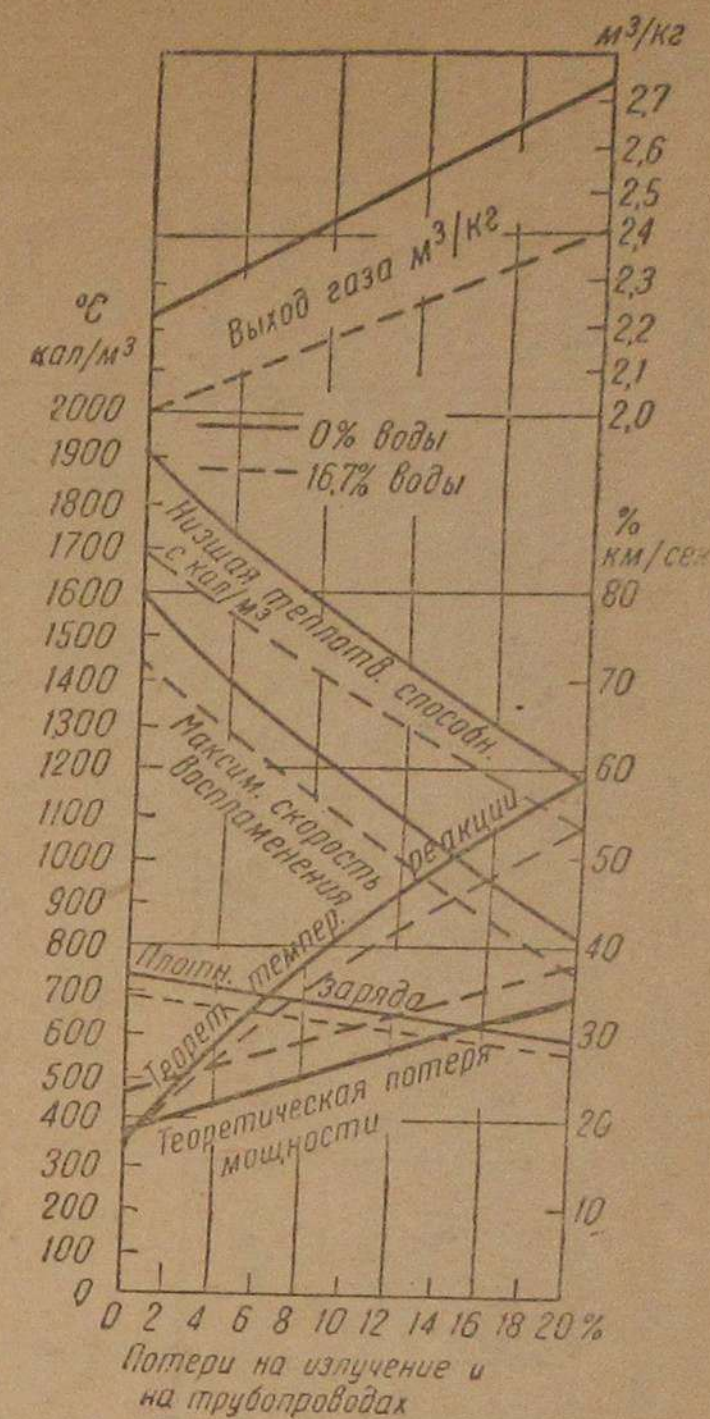


Рис. 9. Изменение качества газа в функции потерь на излучение и в трубопроводах.

ясняется, если вспомнить, что в этом случае в углекислоту и воду сгорает относительно большее количество дров, благодаря чему образуется больший тепловой эффект. Результаты расчетов справедливы и для действительной температуры горения. Этим в частности можно объяснить то, что газогенераторы с плохим к. п. д. имеют более высокие местные напряжения материалов, чем газогенераторы с хорошим использованием тепла.

### г) Влияние потерь на физическую теплоту

Тепловые потери могут быть значительными также и за счет потерь физической теплоты, образовавшихся под влиянием неблагоприятных условий, при выходе из газогенератора горячих газов с температурой 400°С и выше.

Эти потери становятся особенно заметными при газификации влажных дров, так как в этом случае до температуры выхода газа должно быть нагрето большее количество воды.

В газогенераторах опрокинутого процесса эти потери могут получиться значительно большими, чем в газогенераторах прямого процесса,







Изменение состава и качества газа в зависимости от температуры выхода из газогенератора

Температура газа при выходе из газогенератора °C	Влажность дров %	Состав газа (в % по объему)					Вода после генератора кг/кг	Кислород для газификации кг/кг	Выход газа м <sup>3</sup> /кг	Нижшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Плотность заряда кал/м <sup>3</sup>	Теоретическое падение мощности %	Максимальная скорость воспламенения см/сек
		водород %	окись углерода %	углекислота %	азот %	метан %							
0	0,0	20,8	29,3	7,2	41,1	1,6	0,063	0,381	2,44	1560	664	25,4	60,5
150	0,0	19,7	27,3	8,2	43,2	1,6	0,075	0,412	2,51	1469	648	27,3	55,9
350	0,0	18,0	24,6	9,6	43,6	1,5	0,093	0,460	2,62	1337	619	30,4	48,8
500	0,0	16,7	22,3	10,7	48,8	1,5	0,109	0,501	2,71	1232	585	34,3	43,0
0	16,7	24,2	22,5	12,0	39,8	1,5	0,140	0,326	2,16	1435	636	28,6	57,9
150	16,7	22,8	20,8	12,7	42,2	1,5	0,155	0,357	2,22	1342	617	30,7	52,5
350	16,7	20,6	18,5	13,8	45,7	1,4	0,178	0,403	2,31	1209	585	34,3	44,3
500	16,7	18,8	16,5	14,6	48,7	1,4	0,199	0,443	2,39	1098	557	37,4	38,5
0	28,6	21,6	17,8	15,2	39,4	1,5	0,217	0,291	1,93	1334	617	30,7	53,1
150	28,6	24,2	16,3	15,7	42,4	1,4	0,235	0,320	1,99	1237	590	33,7	48,5
350	28,6	21,6	14,2	16,5	46,3	1,4	0,262	0,365	2,08	1105	556	37,6	39,9
500	28,6	19,5	12,6	17,1	49,5	1,3	0,286	0,405	2,15	995	528	40,7	33,8

Как и следовало ожидать, полученная закономерность весьма похожа на полученную ранее в отношении потерь в трубопроводах и на излучение. Качества газа ухудшаются при повышении температуры выхода из газогенератора и содержания влаги в дровах.

В табл. 10 приведены данные о составе и качестве газа, полученного без потерь.

д) Расчет состава газа при выходе 0,0625 м<sup>3</sup> метана и 0,0075 м<sup>3</sup> тяжелых углеводородов на 1 кг сухих дров

Шленфер и Тоблер провели также сравнительные расчеты состава газа при выходе 0,0625 м<sup>3</sup> метана и 0,0075 м<sup>3</sup> тяжелых углеводородов с целью противопоставления результатов тем ранее приведенным расчетам, где было принято, что выход метана составляет 0,04 м<sup>3</sup>, а выход тяжелых углеводородов 0,01 м<sup>3</sup> на 1 кг сухих дров. При расчетах было принято, что константа равновесия водяного газа  $K_{Wg} = 0,625$ , температура газа при выходе 350°С, а потери в трубопроводах и на излучение составляют 15%. Результаты расчетов сведены в табл. 11.

Сравнение обоих результатов свидетельствует, что при равных к.п.д. генераторов тот газ имеет более высокие теплотворную способность и плотность заряда, который богаче продуктами дистилляции (метан и другие углеводороды).

#### е) Пути повышения теплотворной способности газа

На основании приведенных выше теоретических расчетов можно наметить следующие возможности повышения теплотворной способности генераторного газа.

1. Применение хорошо просушенных или даже предварительно обожженных дров, а также смешивание дров с древесным углем

Этот способ, оставаясь спорным, предлагается также и рядом других исследователей.

Проф. Дюпон например рекомендует предварительно обжигать дрова, доводя температуру до 280—290°С.

По Бенито Докторикс<sup>1</sup>, лучшее топливо для газогенераторов опрокинутого процесса имеет соотношение углерода и кислорода 1:0,32. Так как однако это частное составляет для воздушно-сухих дров (влажность в 15%) около 1:1,2, Докторикс рекомендует примешивать к дровам древесный уголь (2 части древесного угля и 1 часть дров).

В этой связи можно также сослаться на газогенератор „Брандт“, газифицирующий одновременно дрова и древесный уголь.

Представление о двухзонном газогенераторе „Брандт“ дает рис. 48. Цилиндрический футерованный топливник имеет две группы воздушных фурм, получающих воздух через приемный клапан 1. Верхняя группа фурм 2 создает первый основной пояс горения, в котором происходит частичное обугливание древесины и выделение летучих. Продукты горения первого пояса опускаются вниз. Второй пояс горения, образуемый нижней группой фурм 3, осуществлен над колосниковой решеткой

<sup>1</sup> См. „Gasmachines, Gaserzeuger, Kraftanlagen“, изд. в Будапеште 1935 г.



Влажность дров	Состав газа (в % по объему)				Вода после газогенератора	Кислород для газификации	Выход газа	Низшая теплотворная способность	Теоретически необходимое количество воздуха	Плотность заряда	Теоретическое падение мощности	Максимальная скорость воспламенения
	окись углерода		азот	метан								
	водород	%										
0,0	42,3	0,8	27,0	1,9	0,0052	0,214	2,08	2166	1,85	760	13,5	92,7
16,7	31,8	7,8	26,5	1,8	0,0750	0,189	1,88	1939	1,69	722	18,9	87,7
28,6	24,7	12,6	26,7	1,7	0,150	0,175	1,71	1771	1,56	692	22,3	81,5

Таблица 11.

Сравнение состава и качеств газа при различных выходах углеводорода

Влажность дров	Выход метана, отнесенного к безводным дровам	Выход $C_4H_2$ , отнесенного к безводным дровам	Состав газа (в % по объему)				Вода после газогенератора	Кислород для газификации	Выход газа	Низшая теплотворная способность	Теоретически необходимое количество воздуха	Плотность заряда	Теоретическое падение мощности
			водород	окись углерода	углекислота	азот							
0,0	0,0400	0,0000	18,0	24,6	9,6	1,5	0,093	0,460	2,62	1337	1,16	619	30,4
0,0	0,0625	0,0075	17,1	24,4	10,4	2,6	0,087	0,408	2,38	1479	1,32	639	28,2
16,7	0,0400	0,0000	20,6	18,5	13,8	1,4	0,178	0,403	2,31	1209	1,07	585	34,3
16,7	0,0625	0,0075	19,8	17,8	14,8	2,5	0,175	0,360	2,22	1327	1,20	603	32,3
28,6	0,0400	0,0000	21,6	14,2	16,5	1,4	0,262	0,365	2,08	1105	0,98	556	37,6
28,6	0,0625	0,0075	20,9	13,5	17,6	2,3	0,262	0,330	1,91	1210	1,11	575	35,4

и имеет назначение дожигать проваливающиеся куски угля, а также смолистые погоны. Собственно восстановительные процессы газообразования протекают в средней части газогенератора, в специально устроенной трубе 4, заполненной древесным углем и имеющей загрузочный люк 5. Для загрузки бункера древесиной служит люк 6. Через трубку 7 производится розжиг газогенератора, а пространство под колосниковой решеткой 8 служит для сбора золы. Благодаря дожиганию топлива, находящегося над колосниковой решеткой, значительно снижена потеря углерода с золой.

2. Улучшение полезного эффекта газогенератора посредством снижения потерь в трубопроводах и на излучение

Если посредством улучшения изоляции газогенератора и правильного выбора изоляционного материала понизить потери в трубопроводах и на излучение на 10%, то можно ожидать, на основе приведенных выше расчетов, выигрыша в мощности двигателя примерно на 8%.

В этом случае к изоляции предъявляются весьма высокие требования. Применяющаяся до сих пор изоляция в известных нам газогенераторах ни в какой мере не соответствует этим требованиям. При изоляции материалом с теплопроводностью в  $6,1 \text{ кал/м/час}^\circ\text{C}$  (например хороший асбест или шлаковая шерсть), толщиной в 3 см, температуре  $500^\circ\text{C}$  и изолируемой поверхности в  $5 \text{ м}^2$  потеря тепла составляет  $7500 \text{ кал/час}$  для часового расхода дров в 40 кг ( $150000 \text{ кал/час}$ ), т. е. около 5%. При толщине изоляции в 1 см потери тепла составляют  $20000 \text{ кал/час}$ , т. е. 15%, а при изоляции в 3 мм (обыкновенная асбестовая прокладка) они составляют уже  $50000 \text{ кал/час}$ , т. е. 30%. Внутренние температуры при более тонкой изоляции получаются, естественно, ниже и поэтому потери не бывают такими большими, тем не менее следует признать, что для достижения существенного снижения потерь на излучение и в трубопроводах необходимо иметь довольно толстый слой изоляции.

3. Снижение потерь на физическую теплоту

Посредством улучшения отдачи тепла газа первичному воздуху или дровам можно добиться повышения мощности двигателя на 2%. Использование теплоты газа особенно важно в газогенераторах с хорошей изоляцией, так как обеспечивает невысокую температуру газа при выходе и повышает к. п. д. газогенератора.

## II. ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ КАК МОТОРНОЕ ТОПЛИВО

### 1. Теплотворная способность газа и плотность заряда

Величину максимальной мощности в заданных условиях характеризует прежде всего теплотворная способность рабочей смеси. Предварительная оценка может быть произведена на основании изучения „плотности заряда“. Плотность заряда определяется как частное:

$$\text{плотность заряда (кал/м}^3\text{)} = \frac{\text{теплотворная способность смеси (кал/м}^3\text{)}}{\text{теоретически необходимое количество воздуха (м}^3\text{/м}^3\text{)} + 1}$$



Таблица 12

Теплотворные способности, теоретически необходимое количество воздуха и плотность заряда различных топлив

Топливо	Низшая теплотворная способность		Теоретически необходимое количество воздуха		Плотность заряда кал/м <sup>3</sup>
	кал/кг	кал/м <sup>3</sup>	кг/кг	м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	
Окись углерода CO	2 420	3 030	2,46	2,38	895
Водород H <sub>2</sub>	28 560	2 570	34,1	2,38	970
Метан CH <sub>4</sub>	11 970	8 560	17,2	9,53	815
Этан C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	11 250	15 080	16,0	16,7	850
Тропан C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	11 040	21 800	15,6	23,8	880
Бутан C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	10 920	28 400	15,4	31,0	890
Гексан C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	10 720	41 200	15,2	45,2	885
Октан C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	10 650	54 300	15,05	59,5	890
Декан C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	10 585	67 100	14,95	73,8	890
Гексадекан C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>	10 490	106 000	14,85	11,7	895
Эйкозан C <sub>20</sub> H <sub>42</sub>	10 460	132 000	14,85	14,5	900
Метиловый спирт CH <sub>3</sub> OH	4 690	6 700	6,45	7,14	775
Этиловый спирт C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	6 440	13 250	8,97	14,3	840
Пропиловый спирт C <sub>3</sub> H <sub>7</sub> OH	7 280	19 520	10,3	21,4	855
Бутиловый спирт C <sub>4</sub> H <sub>9</sub> OH	7 850	26 000	11,2	28,6	865
Эфир C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	8 190	27 000	11,1	28,6	900
Бензол C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	9 610	33 400	13,25	35,7	900
Толуол C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	9 700	39 800	13,45	42,8	900
Ксилол C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	9 740	46 100	13,6	50	895
Нафталин C <sub>10</sub> H <sub>8</sub>	9 270	53 000	12,9	57,1	905
Антрацен C <sub>14</sub> H <sub>10</sub>	9 190	73 000	12,75	78,6	910

В табл. 12 приведены теплотворные способности, теоретически необходимые количества воздуха и плотности заряда некоторых топлив. Из таблицы видно, что водород, обладающий наибольшей теплотворной способностью, отнесенной к единице веса, имеет теплотворную способность, отнесенную к единице объема, примерно на 20% меньшую, чем окись углерода. Метан имеет почти втрое большую теплотворную способность, чем окись углерода и водород, теплотворную способность которых оцениваем в 20 800 кал/м<sup>3</sup>.

а) Теплотворная способность газа

Теплотворная способность смеси газов складывается из теплотворных способностей отдельных его компонентов и может быть легко определена арифметически или графически с помощью номограммы, представленной на рис. 12. Из номограммы ясно видно значительное влияние небольших количеств метана и тяжелых углеводородов.

При применении углеводородов с большим количеством атомов углерода теоретически необходимое количество воздуха возрастает почти пропорционально теплотворной способности единицы объема, в связи с чем плотность заряда изменяется только в весьма малой степени, как это и видно из рис. 13 и табл. 12. Достижимый максимум составляет

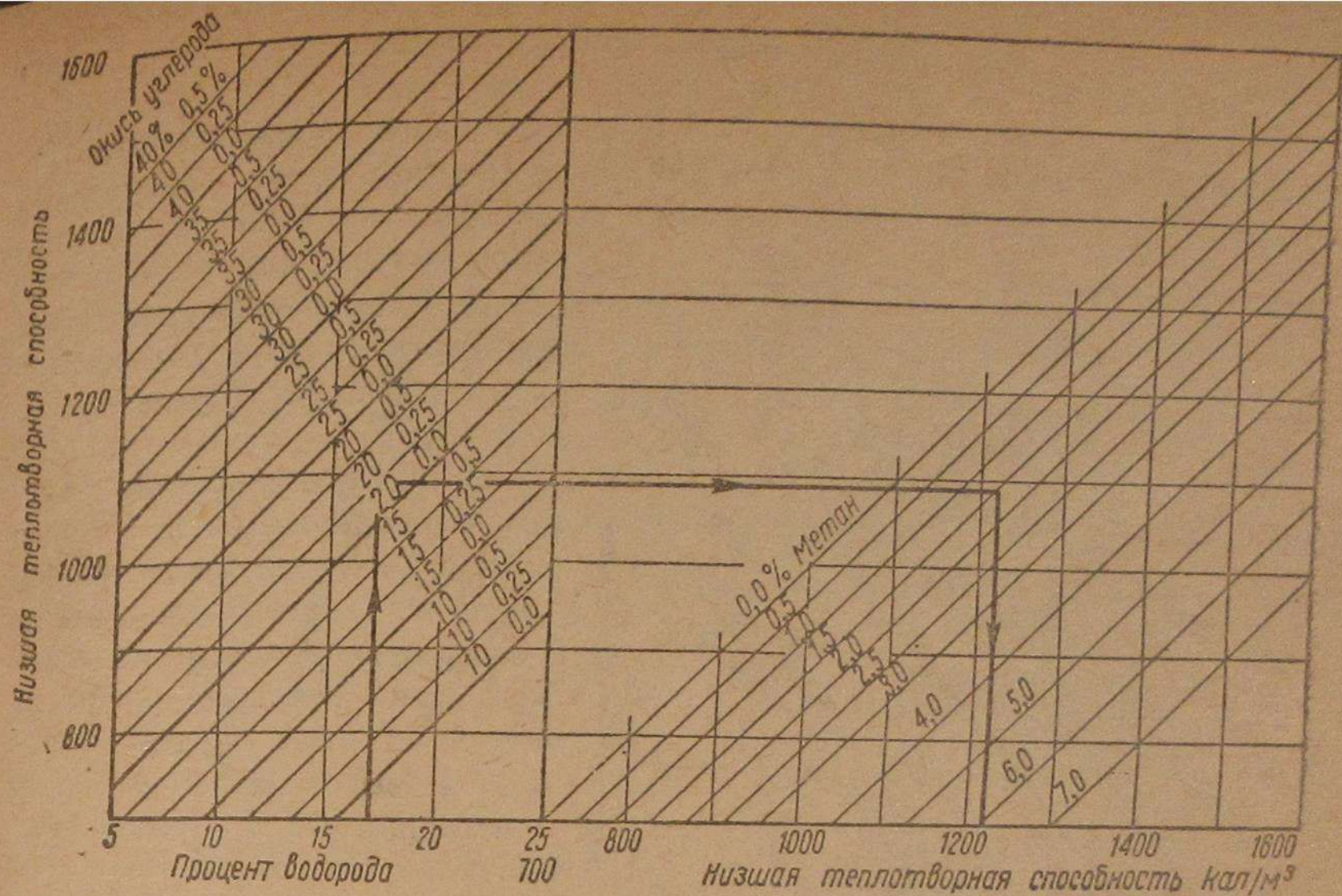


Рис. 12. Номограмма для определения теплотворной способности газа по химическому анализу.

около 900 кал/м<sup>3</sup>. Следует обратить внимание на то, что в литературе часто приводятся неправильные данные. Путают цифры, практически полученные при комнатной температуре, с приводимыми здесь теоретически высчитанными цифрами при нормальных условиях (0°С, 760 мм ртутного столба, сухое состояние).

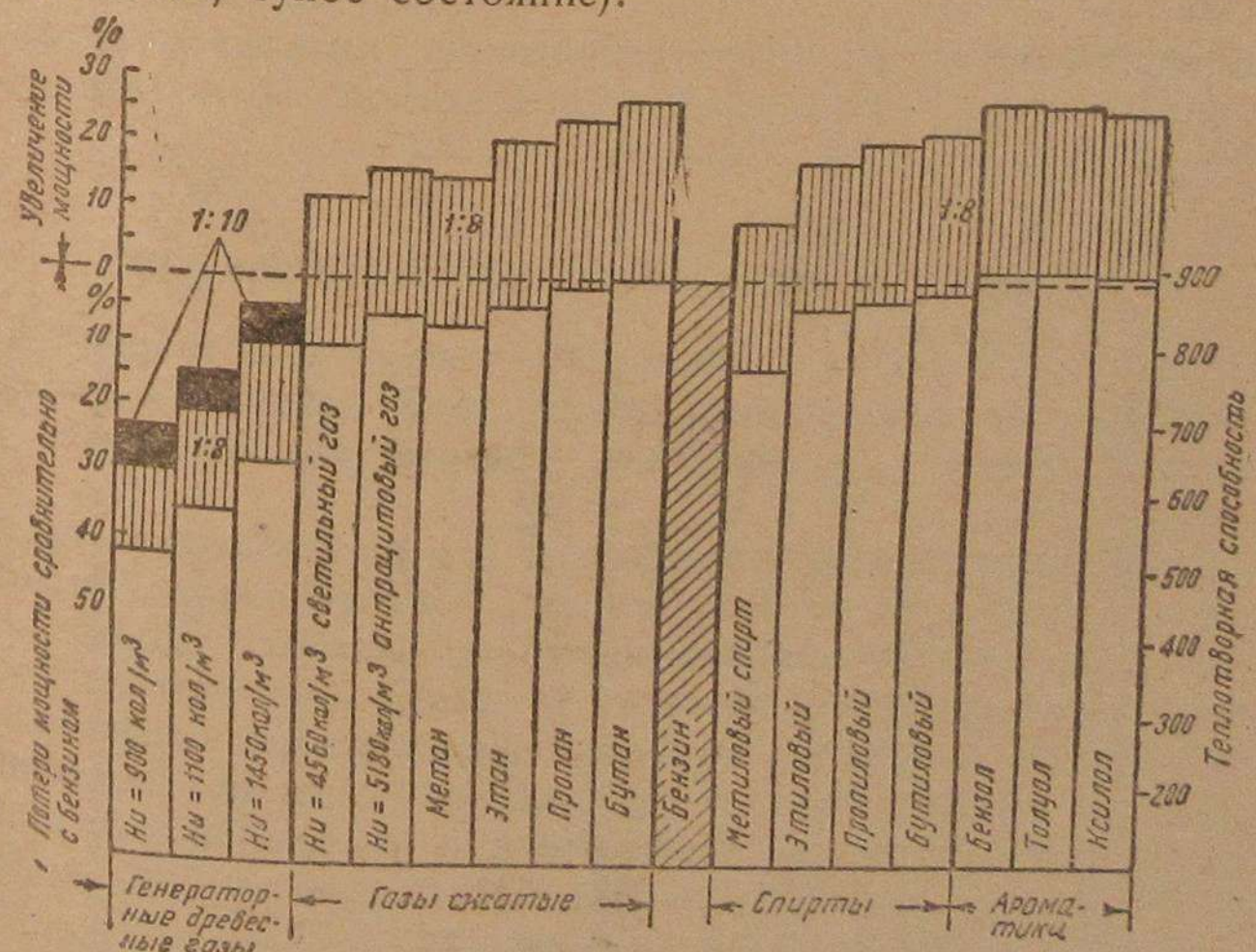


Рис. 13. Плотность заряда и высчитанные потери мощности сравнительно с бензином перед и после повышения степени сжатия.



### б) Плотность заряда древесного газа

Плотность заряда древесного газа графически представлена на рис. 14. Кривые, нанесенные сплошной линией, соответствуют содержанию в газе 1,5% метана и 0,25% тяжелых углеводородов, нанесенные пунктиром — газу без углеводородов и нанесенные смешанным пунктиром — газу, содержащему только 0,25% углеводородов.

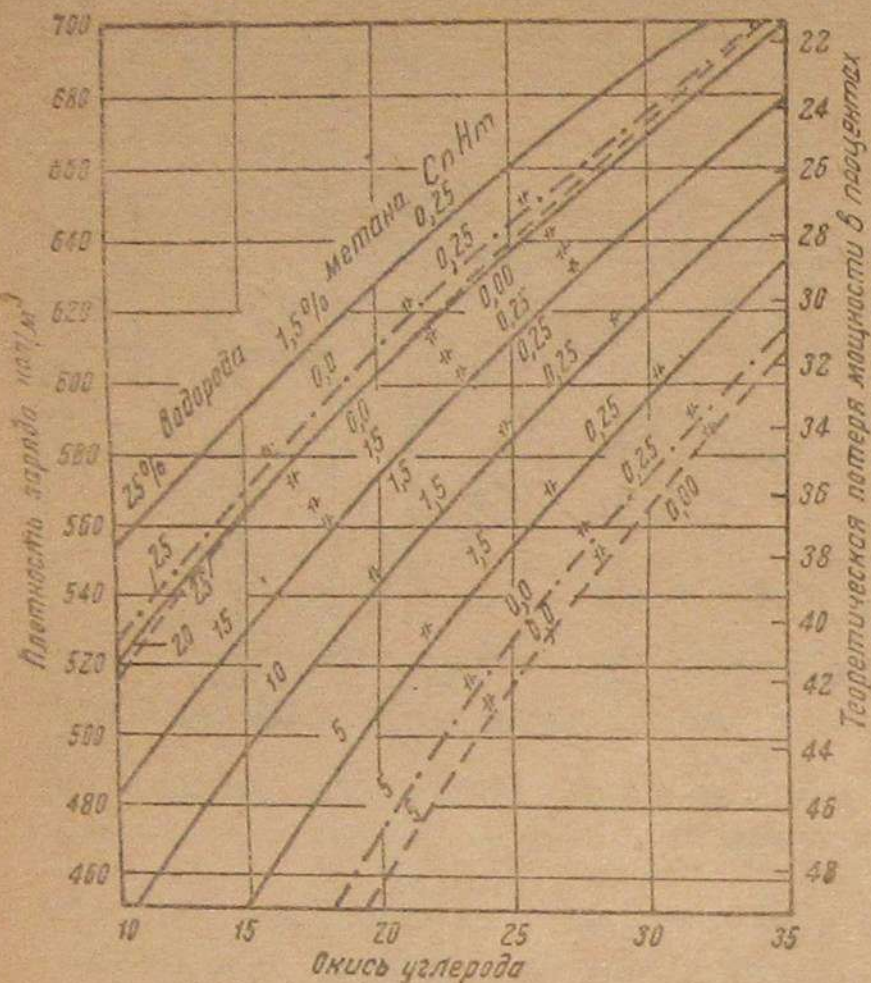


Рис. 14. Плотность заряда и потери мощности в зависимости от состава газа.

Аналогично этому и малое содержание тяжелых углеводородов повышает теплотворную способность газа относительно сильнее, чем его плотность заряда.

### в) Теоретически необходимое количество воздуха

На рис. 15 представлена зависимость между теплотворной способностью, теоретически необходимым количеством воздуха и плотностью заряда различных газов с изменяющимся содержанием инертных компонентов.

При равной теплотворной способности газ, богатый окисью углерода, имеет большую плотность заряда, чем газ, богатый водородом, или газ, богатый метаном. Состав газа изменяется в зависимости от нагрузки и состояния газогенератора и качества топлива. Изменяется и теоретически необходимое количество воздуха, т. е. действительная теплотворная способность древесного газа зависит от качества перемешивания топлива с воздухом (в смысле равномерности и правильного соотношения) ещё более, чем теплотворная способность при работе на бензине, как это видно на рис. 16.

При недостатке воздуха, что бывает, теплотворная способность бензо-воздушной смеси изменяется весьма незначительно. При работе на генераторном газе, наоборот, 20-процентный избыток газа обуславливает

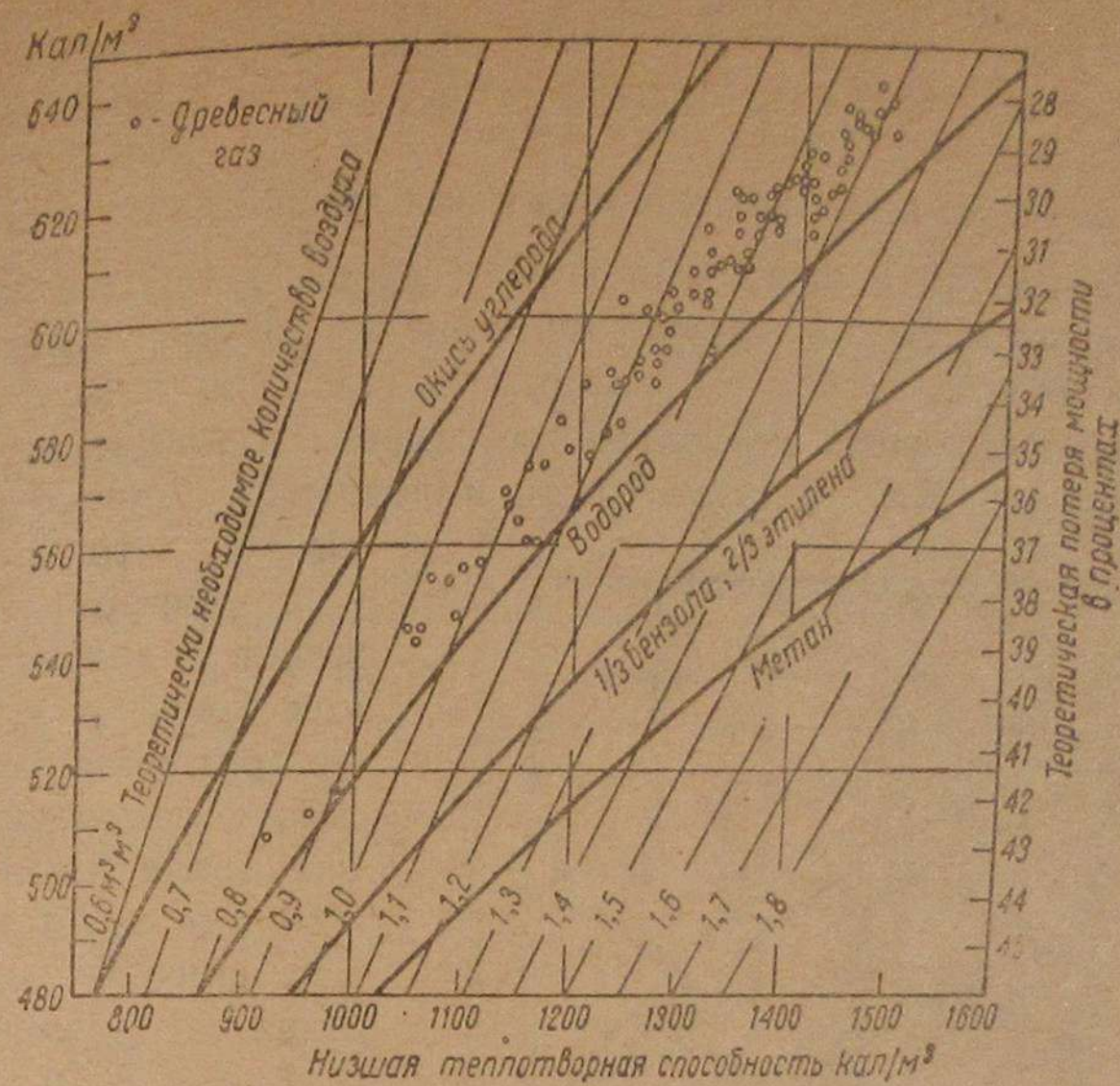


Рис. 15. Зависимость между теплотворной способностью, теоретически необходимым количеством воздуха и плотностью заряда различных газов с изменяющимся содержанием инертных составных частей.

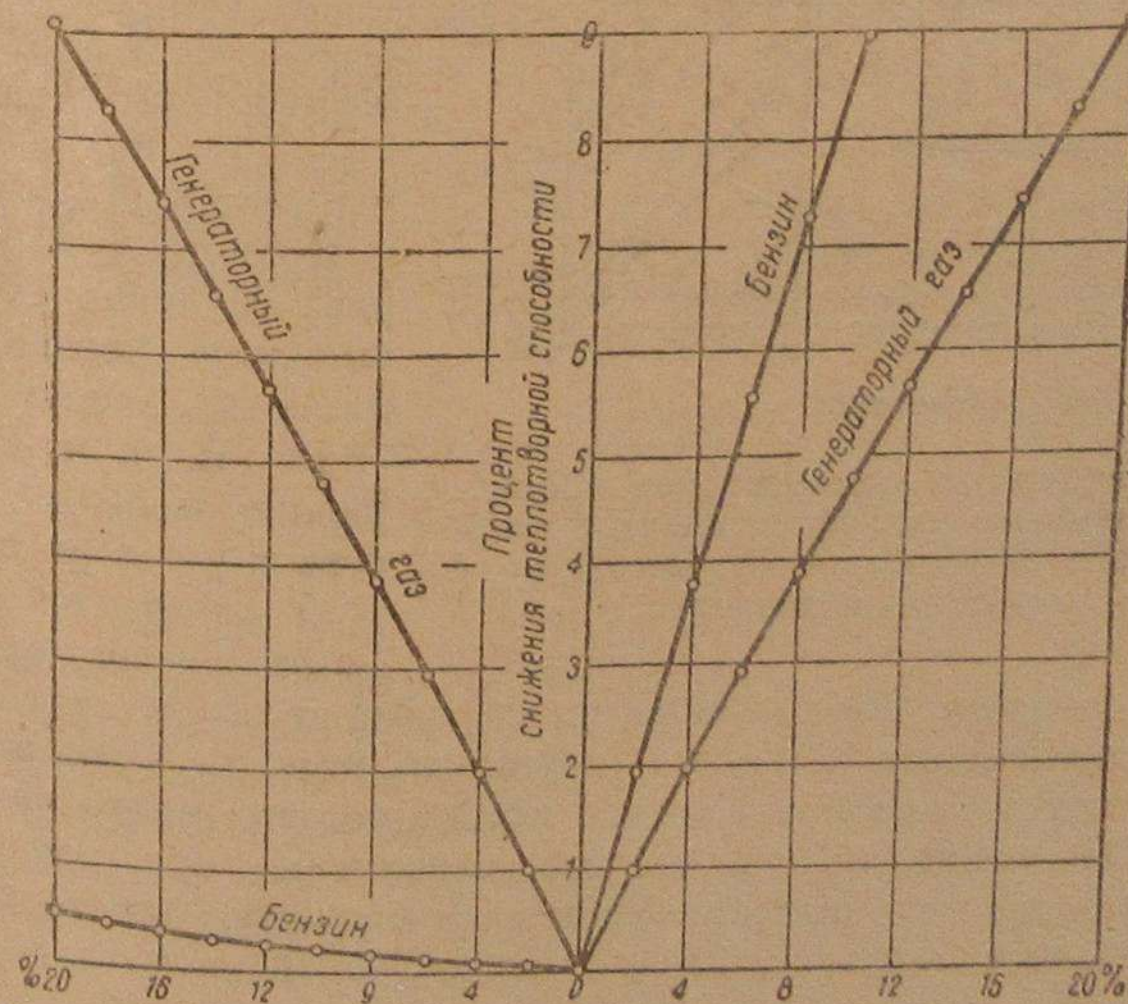


Рис. 16. Снижение теплотворной способности бензо-воздушной и газо-воздушной смесей в функции от избытка или недостатка воздуха.



снижение теплотворной способности смеси на 9<sup>0</sup>/<sub>0</sub>. И только в области избытка воздуха, с чем вряд ли можно практически считаться, условия при генераторном газе более благоприятны, чем при бензине.

### г) Действительная теплотворная способность газа

При переходе от понятия „плотность заряда“ к действительной теплотворной способности не следует применять равные переводные множители для бензина и для генераторного газа, так как температурные условия в обоих случаях не совсем одинаковы. Влияние разрежения на мощность двигателя легко может быть подсчитано. Однако следует учитывать, что сопротивления в трубопроводах и разрежения изменяются в широких пределах в зависимости от состояния установки. Сужения поперечных сечений, закупорка их и засорение, длинные трубопроводы с часто изменяющимся направлением обуславливают высокие разрежения и падение давления перед клапаном.

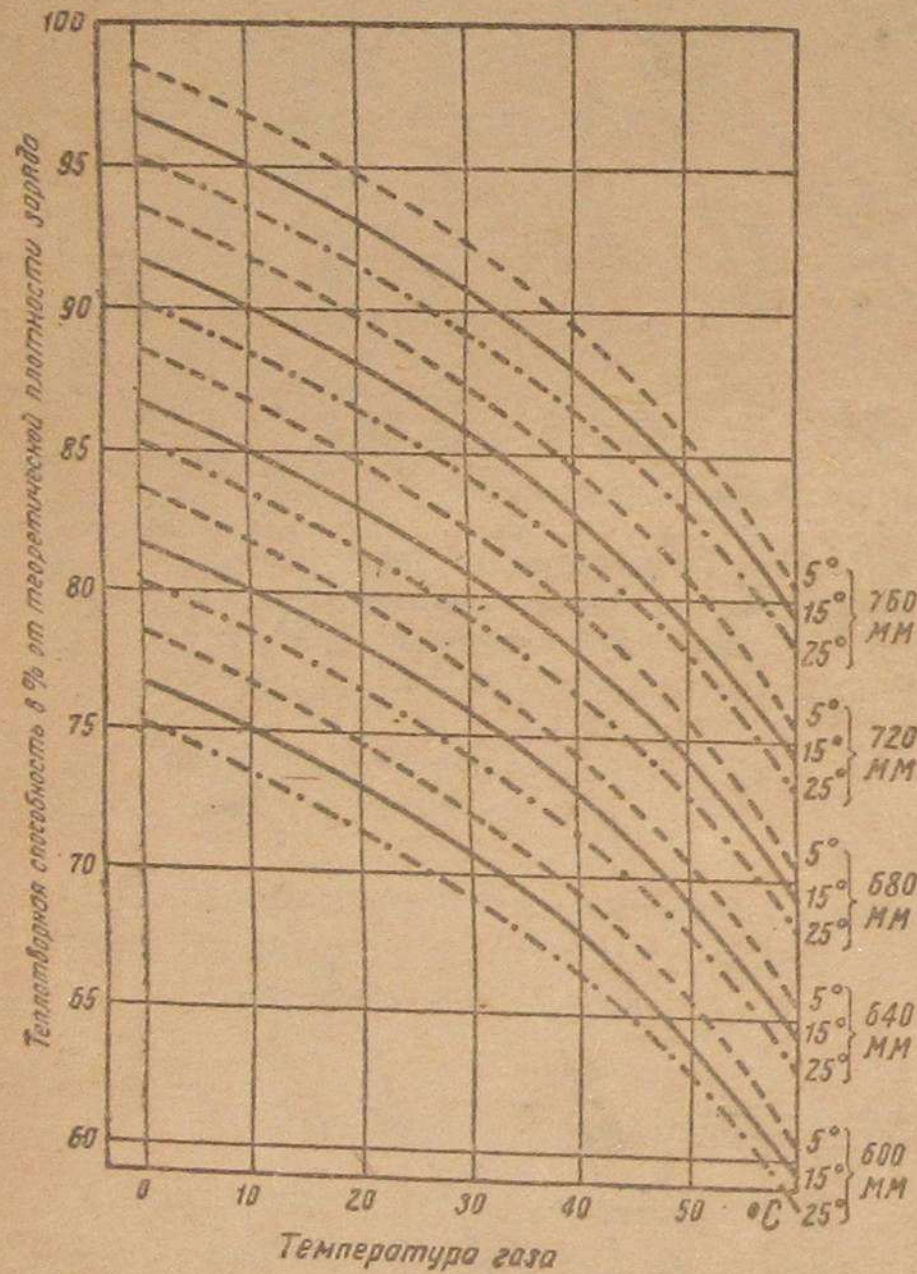


Рис. 17. Высчитанная теплотворная способность газа в процентах от теоретической плотности заряда в зависимости от температуры газа и воздуха и давления.

наполнения, потому что газ сильнее нагревается за счет тепла, отдаваемого мотором (головка и стенки цилиндров, поршни, выхлопные трубы), так как процесса парообразования, поглощающего много тепла, не наблюдается. Особенно низкую степень наполнения при переводе на газ имеют двигатели, которые при работе на бензине отличались хорошим подогревом смеси и следовательно высоким испарением ее к концу хода всасывания.

<sup>1</sup> См. например, Рикардо, — Двигатели внутреннего горения.

температуру засосанного в цилиндр заряда в конце хода всасывания очень трудно замерить или высчитать. В карбюраторных моторах во время хода всасывания имеет место испарение распыленного топлива (тумана), что при высокой теплоте испарения способствует значительному охлаждению заряда и, таким образом, повышению коэффициента наполнения, равно как и объемного к. п. д. (т. е. отношению засосанного количества к объему цилиндра)<sup>1</sup>. При работе же на газе получается пониженная степень

наполнения, потому что газ сильнее нагревается за счет тепла, отдаваемого мотором (головка и стенки цилиндров, поршни, выхлопные трубы), так как процесса парообразования, поглощающего много тепла, не наблюдается. Особенно низкую степень наполнения при переводе на газ имеют двигатели, которые при работе на бензине отличались хорошим подогревом смеси и следовательно высоким испарением ее к концу хода всасывания.

В ряде иностранных источников рекомендуется в связи с этим вводить в двигатель вместе с газом пары воды. Этого можно достигнуть (не преднамеренно), если при охлаждении газа конденсацию паров воды направить в сторону образования чрезвычайно тонких взвешенных мелких капелек в виде тумана, который легко захватывается газом. Само собой разумеется, что не следует вводить слишком много водяного тумана, так как это отразится на мощности мотора. Оптимальным количеством вводимого водяного тумана является такое, которое полностью испаряется в самом конце хода всасывания.

Влияние охлаждения газа на мощность двигателя характеризуется температурными условиями у смесителя. Как теплый газ, так и теплый воздух снижают объемный к. п. д., т. е. коэффициент наполнения. Большое значение имеет влажность теплового газа. При насыщении газа коэффициент наполнения получается меньше. Из приводимой ниже формулы можно определить отношение теплотворных способностей при любых температурных условиях и давлениях, а также влажность газа.

$$\frac{G}{G_0} = \frac{1+n}{\frac{p_2 \cdot T_2}{(p_2 - d_{v,2}) \cdot T_0} + \frac{n \cdot p_v \cdot T_v}{(p_v - d_v) \cdot T_0}}$$

где:

- G — определяемая теплотворная способность,
- p<sub>2</sub> — суммарное давление газа (в мм рт. столба),
- p<sub>v</sub> — суммарное давление воздуха,
- T<sub>2</sub> — абсолютная температура газа,
- d<sub>v,2</sub> — парциальное давление паров воды в газе (в мм рт. столба),
- d<sub>v</sub> — парциальное давление паров воды в воздухе (в мм рт. столба),
- n — теоретически необходимое количество воздуха (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>),
- G<sub>0</sub> — теплотворная способность при сравнительных условиях,
- p<sub>0</sub> — сравнительное давление,
- T<sub>0</sub> — абсолютная сравнительная температура.

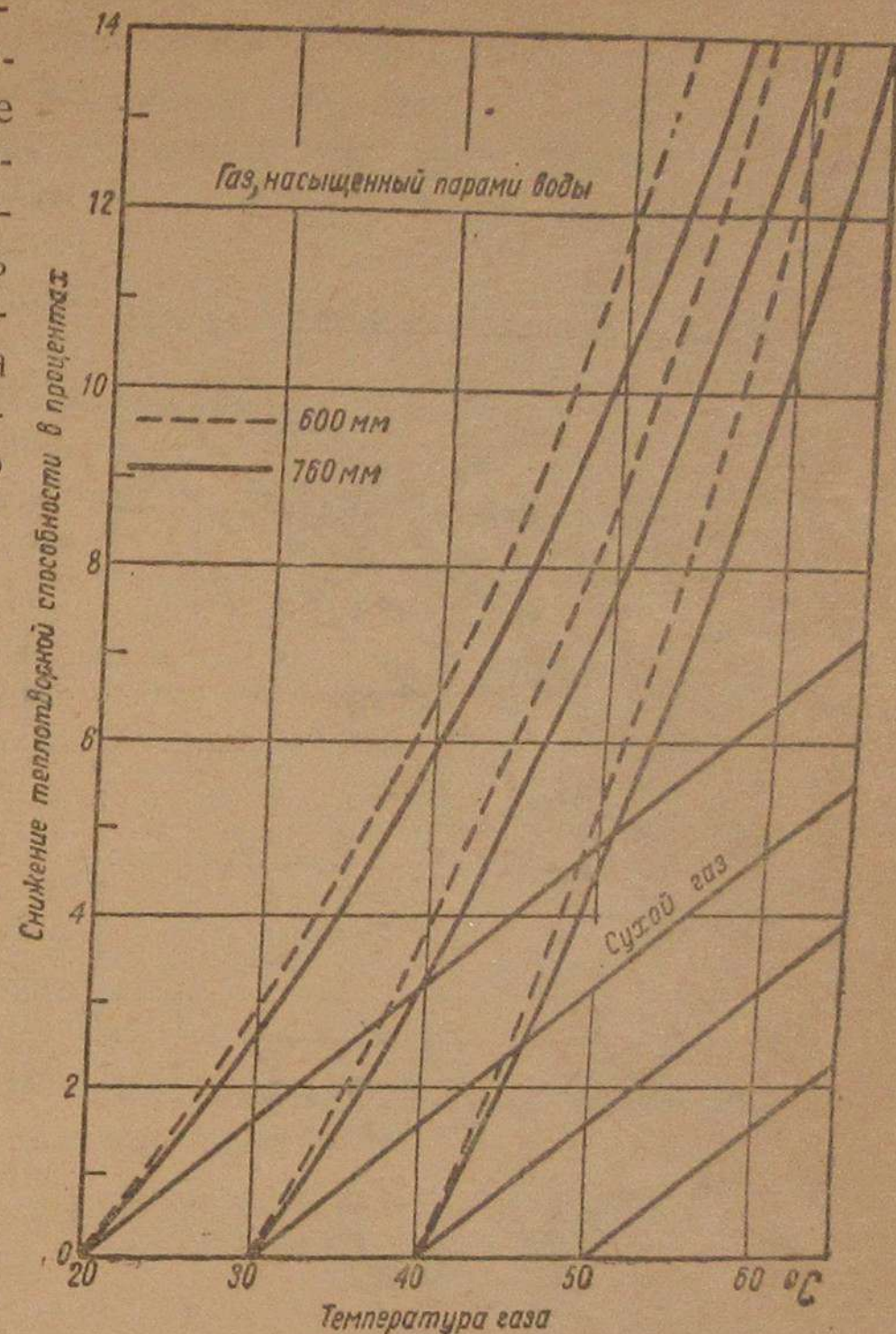


Рис. 18. Падение теплотворной способности газа, насыщенного парами воды, в зависимости от температуры газа (отнесенное к сравнительным температурам 20, 30 и 40° C).



На рис. 17 графически показано, сколько процентов теоретической плотности заряда теряется благодаря повышенной температуре при полном насыщении газа и пониженном давлении.

На рис. 18 показано уменьшение теплотворной способности газа, насыщенного парами воды (а также с постоянной влажностью), в зависимости от температуры газа, отнесенной к сравнительным температурам в 20, 30 и 40°С. При насыщенном газе потеря теплотворной способности возрастает прогрессивно, при газе с постоянной абсолютной влажностью, напротив, — почти линейно. При насыщенном газе следует учитывать суммарное давление газа, так как при пониженном давлении условия ухудшаются. При этом однако не следует забывать, что точка росы паров воды падает с уменьшающимся давлением, как это видно на рис. 19, на котором кривые определены на основе анализов газа и дров, принимая, что газификация происходила с помощью совершенно безводного воздуха.

Подобные же расчеты были приведены Г. Мелигом<sup>1</sup>, — данные их совпадают с результатами практических стендовых испытаний.

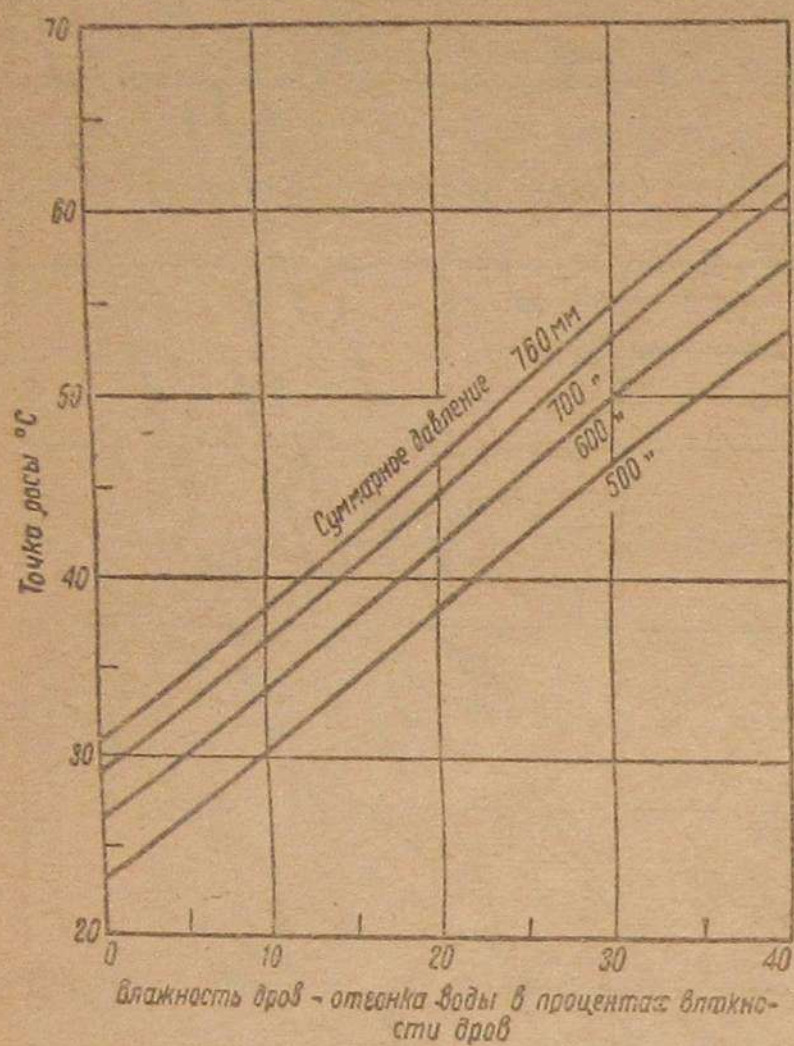


Рис. 19. Точка росы газа при различных суммарных давлениях в зависимости от влажности дров.

#### д) Падение мощности при работе на древесном газе

Плотность заряда древесного газа составляет, как правило, 65—70% от плотности при работе на бензине, а в неблагоприятном случае может снизиться и до 50%.

Связанная с этим потеря мощности двигателя может быть компенсирована следующими способами:

- 1) повышением степени сжатия,
- 2) нагнетанием при помощи компрессора,
- 3) изменением системы распределения в двигателе,
- 4) добавлением жидкого топлива,
- 5) комбинацией этих способов.

#### е) Повышение мощности за счет повышения компрессии

Так как древесный газ имеет высокие антидетонационные качества, он может быть применен в моторах с высокой степенью сжатия.

<sup>1</sup> Н. Mehlig, статья в VDI, 1936 г., Bd. 80, стр. 301.

Ожидаемое повышение мощности за счет повышения степени сжатия может быть приближенно подсчитано по формуле:

$$\eta_1 - \eta_0 = \sum_0^{1-k} - \sum_1^{1-k}$$

В определенных пределах изменение мощности пропорционально изменению термического коэффициента полезного действия. Величину для  $K=1,4$  мы принимаем по Мелигу<sup>1</sup>. На основании последних данных

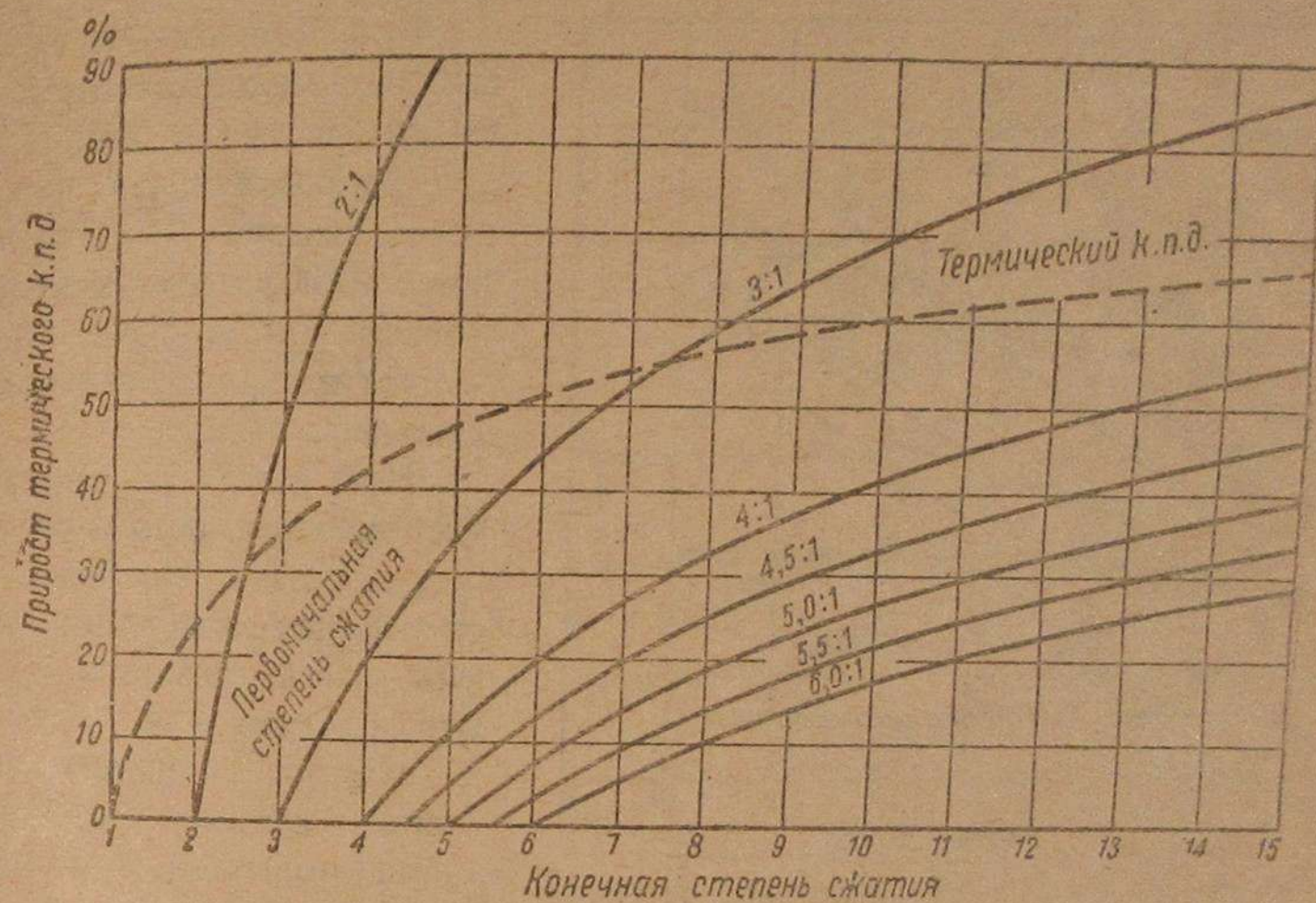


Рис. 20. Термический к.п.д. в функции степени сжатия и возрастание его при повышении от различных начальных данных.

об удельной теплоте применяемых топлив Мелиг доказал при пересчете показателя адиабаты, что для древесного газа неправильно брать  $K=1,3$ , как это до сих пор предлагалось. На рис. 20 показаны зависимость термического к. п. д. и процентное улучшение термического к. п. д. от степени сжатия.

$$\Sigma = \frac{\text{объем камеры сгорания}}{\text{объем камеры сгорания} + \text{объем цилиндра}}$$

Коэффициент полезного действия очень мал при низких степенях сжатия и возрастает с повышением степени сжатия сначала сильно, а потом более равномерно.

Нанесенные на диаграмме кривые показывают, что при повышающейся начальной компрессии становится все труднее добиться известного повышения мощности за счет дальнейшего увеличения степени сжатия. Повышая степень сжатия, например с 4:1 до 8:1, можно повысить мощность на 33%, в то время как при повышении с первоначальной степени сжатия 5:1 до 10:1 мощность увеличивается только на 27%.

<sup>1</sup> „Zeitschrift d. VDI“, 1936, том 80, стр. 301.



Приведенная формула для расчета увеличения термического к. п. д. предполагает, что тепловые и механические потери, а также коэффициент наполнения не изменяются при повышении степени сжатия, что, конечно, не совсем верно.

Исследование бензиновых моторов показало, что в определенных пределах повышение мощности соответствует повышению термического к.п.д. (по Гребель<sup>1</sup>, Рикардо, Г. Кюне), и в известной мере формула отражает действительное положение вещей.

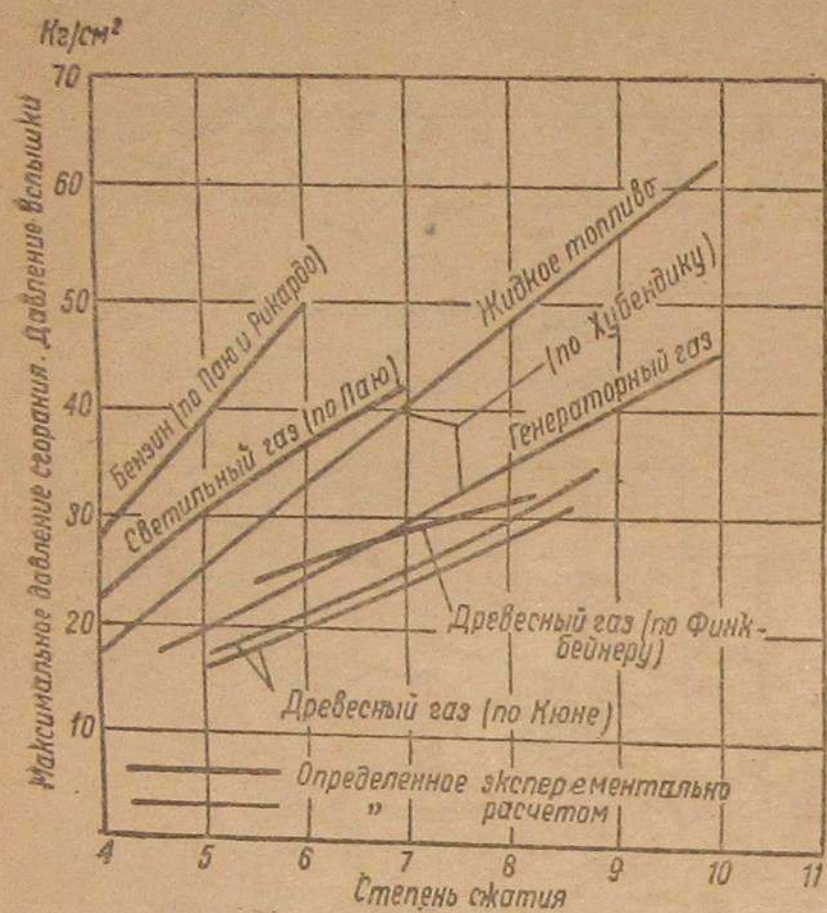


Рис. 21. Теоретически высчитанные и экспериментально определенные давления вспышки в функции от степени сжатия.

В Научном институте существует мнение, что степень сжатия нужно поднимать выше 7 и что оптимальная степень сжатия лежит где-то между 8:1 и 10:1. С другой стороны, проф. Карпов утверждает, на основе проведенных им в ВАММ работ, что выгоды, получаемые от повышения компрессии более 7,5 в двигателе ЗИС с нижним распределением, теряются благодаря ухудшению при этом коэффициента наполнения.

При проектировании головки для двигателя ЗИС-13 на заводе им. Сталина было выполнено несколько образцов головок. Была также выполнена головка со степенью сжатия 8,1:1 (рис. 22). Она имеет горб над кромкой цилиндра, благодаря чему получается хорошее наполнение. В связи с этим можно было то значительное повышение мощности, которое давала эта головка, отнести как за счет повышения степени сжатия, так и за счет улучшения наполнения. При сравнительных испытаниях головки 8,1:1 с головкой, сконструированной НАТИ и имеющей степень сжатия 7,3:1 (рис. 23), первая показала значительно лучшие результаты.

<sup>1</sup> „Genie Civil“ стр. 99, 598, 626 (1931).  
<sup>2</sup> „VDI“, 1935, том 79, стр. 205.

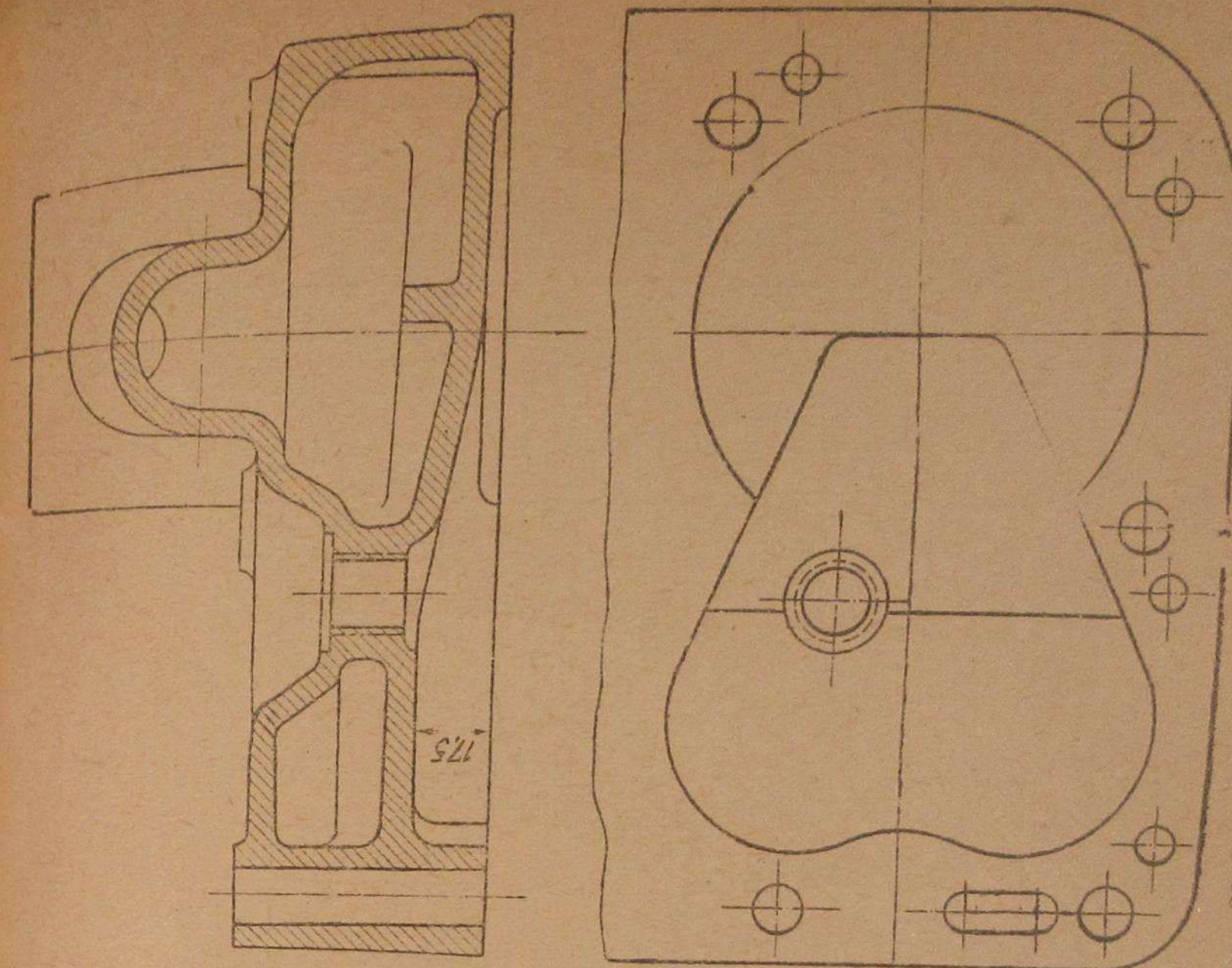


Рис. 23. Головка для газогенераторного двигателя ЗИС, спроектированная в НАТИ (степень сжатия 7,3:1).

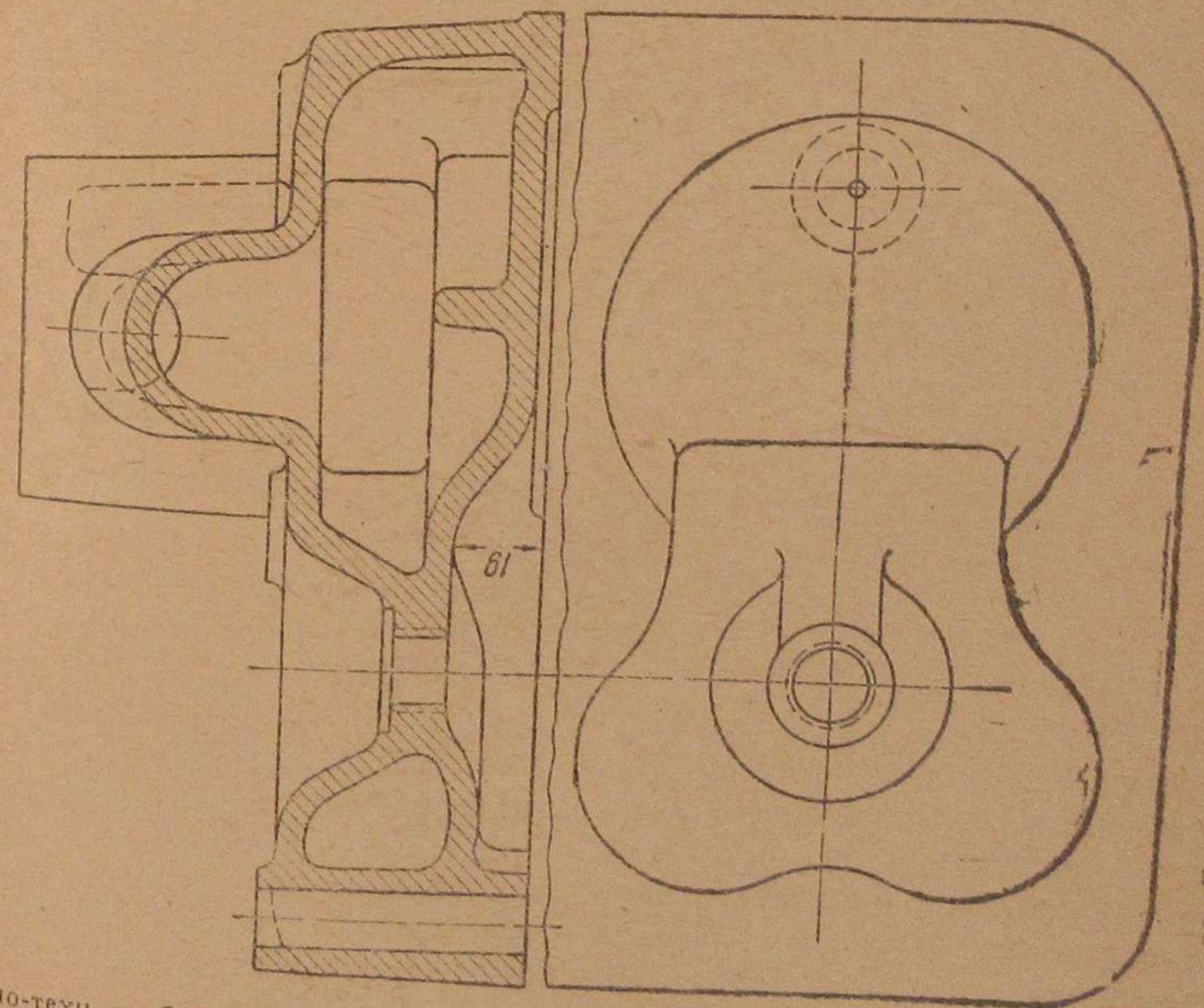


Рис. 22. Головка для газогенераторного двигателя ЗИС (степень сжатия 8,1:1)



При одинаковых условиях двигатель с головкой ЗИС (8:1) развивал мощность в 48 против 42 л.с., которые дал двигатель с головкой НАТИ (7,3:1) (рис. 24). На рис. 24 приведены также средние эффективные давления, получившиеся при испытаниях. Это позволяет сделать вывод, обратный предположению проф. Карпова, т. е. что при

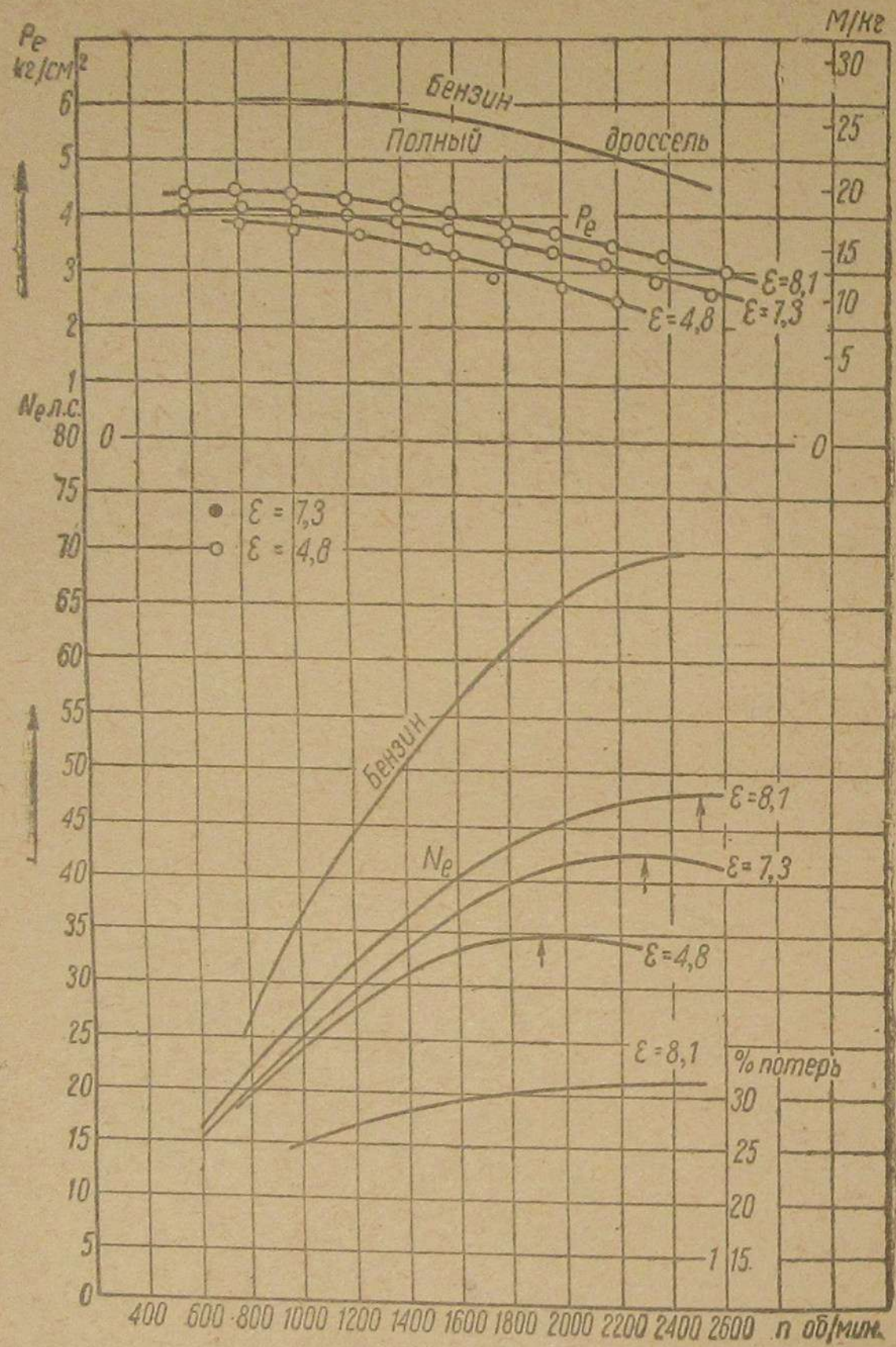


Рис. 24. Внешние характеристики и средние эффективные давления двигателей ЗИС-5 в зависимости от формы головки и различных степеней сжатия.

повышении степени сжатия (более чем 7,5:1) можно получить одновременно и хорошее наполнение двигателя ЗИС-5 за счет формы головки и увеличения проходных сечений.

Однако, при окончательном выборе головки для двигателя на газогенераторном автомобиле ЗИС-13 остановились все же на головке со степенью сжатия 7:1 и с увеличенными проходными сечениями. Этот

выбор определился в результате ряда испытаний. Прежде всего тут играют роль вопросы зажигания и электрооборудования. Установлено, что для безотказного зажигания в двигателе ЗИС-5 нужно иметь нормальный зазор между электродами свечи, равный 0,45 мм. Опыты показали, что такой зазор магнето типа СС-6 может уверенно пробивать при степени сжатия не выше чем 7:1. При этой степени сжатия и при хорошем наполнении свеча работает удовлетворительно.

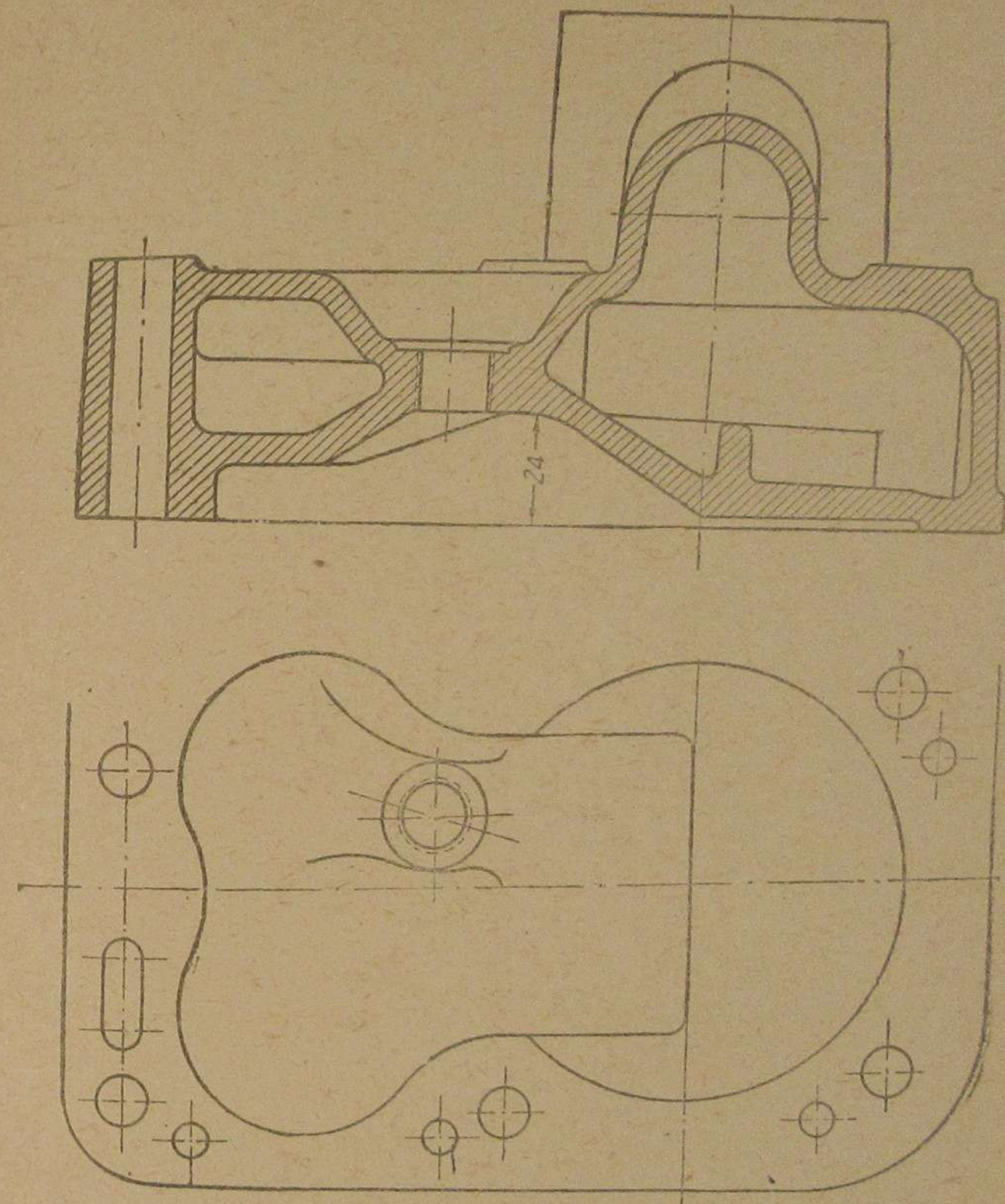


Рис. 25. Головка газогенераторного двигателя ЗИС-13 (степень сжатия 7).

Оптимальная конструкция головки, окончательно выбранной для двигателя газогенераторного автомобиля ЗИС-13, показана на рис. 25. Она соответствует по конфигурации головке со степенью сжатия 8:1, но имеет значительно увеличенные проходные сечения над кромкой цилиндра. Эти сечения увеличены до 160 мм<sup>2</sup>. Как видно из рисунка, от центра клапана идет постоянное увеличение высоты камеры до кромки цилиндра. Затем от кромки цилиндра до центра цилиндра камера постепенно понижается. Зазор над поднятым клапаном принят такой, который минимально допустим по условиям производства, т. е. около 2 мм.



Канал входа газа в цилиндр сужен сравнительно с каналом головки бензинового двигателя для получения большего сечения в проходе над кромкой цилиндра.

Описанная конструкция головки дает самое рациональное использование объема при данной степени сжатия. Опыты, проведенные на заводе, показали, что головка со степенью сжатия 7:1 является наиболее подходящей для условий зажигания и давления в цилиндрах двигателя ЗИС-5 при работе на силовом газе.

#### ж) Изменения в системе распределения

Правильный выбор фаз распределения имеет большое значение при работе как на бензине, так и на газе. Но в бензиновом моторе, как правило, всегда имеющем большие запасы мощности, влияние фаз распределения проявляется менее чувствительно, чем на газогенераторном. Если тот небольшой выигрыш (в 2—3 л. с.), который дает улучшение фаз распределения почти не играет роли при работе на бензине, то в газогенераторном двигателе он является весьма существенным.

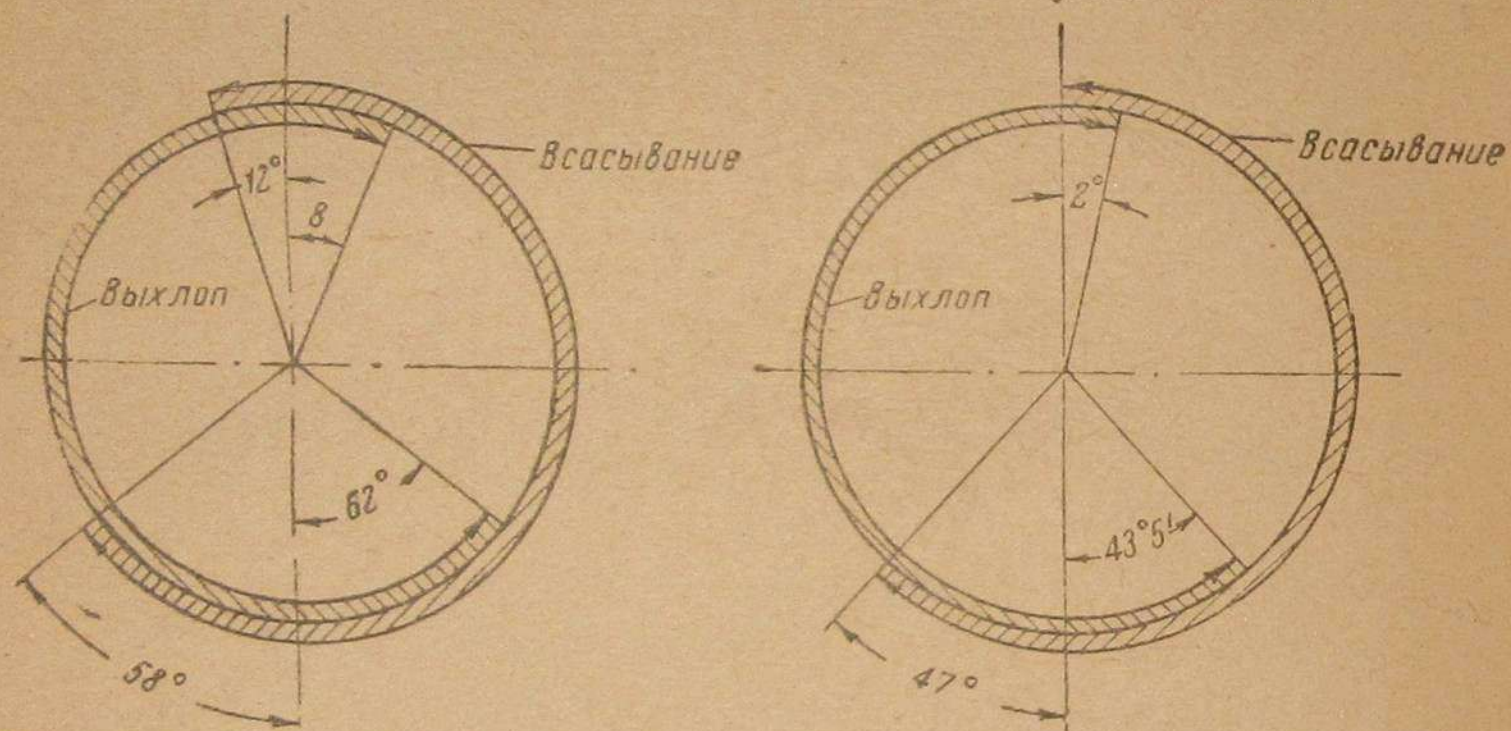


Рис. 26. Фазы распределения двигателя ЗИС-13 при нормальном и модернизированном кулачковых валах.

При модернизации газогенераторного двигателя ЗИС-13 (для модели 1937 г.) был проведен ряд экспериментальных работ, в результате которых были приняты существенные изменения во всей системе распределения двигателя. Они касаются прежде всего изменений в фазах распределения. Так, например, в верхней мертвой точке у двигателя ЗИС-5 нет перекрытия клапанов, в газогенераторном же двигателе модели 1937 г. оно составляет  $20,5^\circ$ . Кроме того увеличено время открытия выхлопного и всасывающего клапанов. Всасывающий клапан открывается не после верхней мертвой точки (как у ЗИС-5), а до в. м. т. на  $12,5^\circ$ , т. е. на  $14,5^\circ$  раньше, чем в нормальном двигателе. Закрывается он при  $5^\circ$  после н. м. т., т. е. на  $11^\circ$  позже, чем в двигателе ЗИС-5. Выхлопной клапан закрывается после в. м. т. на  $8^\circ$ , т. е. на  $6^\circ$  позднее, чем в двигателе ЗИС-5.

Открытие же выхлопного клапана происходит за  $62^\circ$  до н. м. т., т. е. на  $12,5^\circ$  раньше, чем в двигателе ЗИС-5. Таким образом общее

время всасывания увеличено в газогенераторных двигателях на  $25,5^\circ$  по сравнению с ЗИС-5, а время выхлопа — на  $24,5^\circ$ .  
На рис. 26 приведены фазы распределения нормального двигателя ЗИС-5 и газогенераторного двигателя ЗИС-13 с модернизированным кулачковым валом.

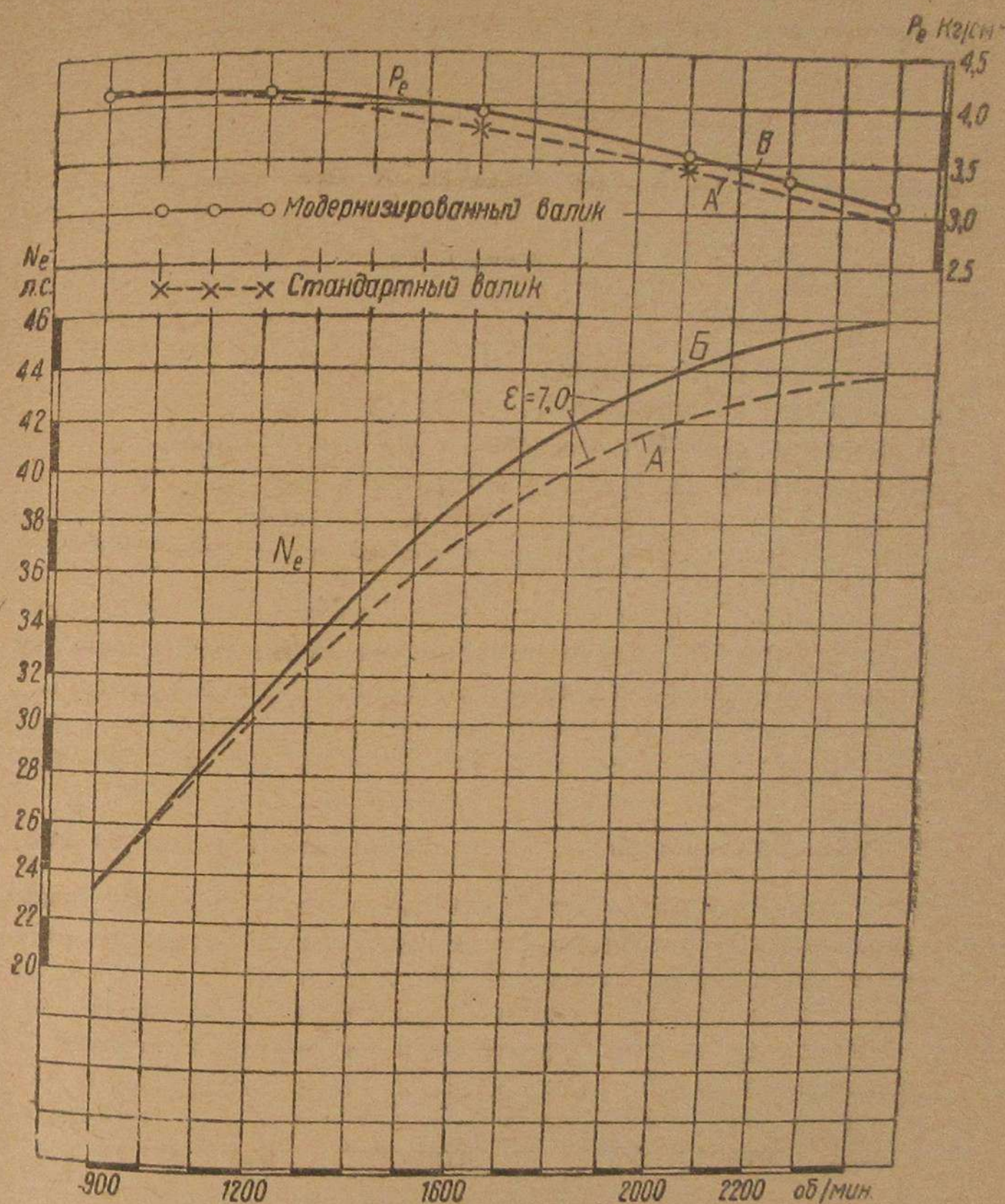


Рис. 27. Сравнительные испытания двигателя ЗИС-13 со стандартным и модернизированным кулачковыми валами.

Кроме того путем подъема клапанов на 1 мм было осуществлено увеличение сечений (всасывающих и выхлопных), что в сочетании с изменением фаз распределения увеличило «время — сечение».

Как показали стендовые испытания, подобное изменение в системе распределения дало в среднем увеличение мощности на  $4\%$ , т. е. 2 л. с. при максимальных оборотах. На рис. 27 приведены результаты этих испытаний, где кривые А — внешняя характеристика и среднее эффективное давление двигателя со старым валом, а кривые Б — с новым



модернизированным валом. Здесь следует заметить, что приводимые кривые дают значительно заниженные мощности (против действительных) за счет повышения сопротивления установки (80 мм против нормальных 65), а также потому, что они сняты с сильно изношенного мотора.

Дорожные испытания полностью подтвердили результаты стендовых испытаний. Благодаря такому повышению мощности на максимальных оборотах улучшились динамические качества машины.

### з) Повышение мощности посредством нагнетания

Соотношение мощности при наддуве и без наддува определяется по формуле:

$$\frac{N_n}{N} = \frac{(p + a)}{p} \cdot \frac{T_n}{T_a},$$

где:  $N_n$  — мощность при наддуве,

$N$  — нормальная мощность (без наддува),

$p$  — давление газа без наддува (в мм рт. столба),

$a$  — давление от наддува (в мм рт. столба),

$T_n$  — абсолютная температура газо-воздушной смеси при наддуве,

$T_a$  — абсолютная температура газо-воздушной смеси без наддува.

Для определения фактического увеличения мощности необходимо вычесть из теоретически подсчитанного повышения мощности мощность, затрачиваемую компрессором, которая зависит от конструкции, условий работы, компрессора и величины наддува. Теоретически нагнетанием можно больше повысить мощность, чем повышением степени сжатия.

### и) Повышение мощности за счет присадки жидких топлив

Жидкое топливо может быть использовано в газо-воздушной смеси, уже приготовленным посредством обычного карбюратора. При применении бензиновых моторов, переделанных для работы на газе, благодаря повышенной степени сжатия, даже при условии применения топлив с повышенным октановым числом (как-то: бензин, спирт), возникает опасность перенапряжения благодаря резкому повышению максимального давления.

Преждевременные износы мотора могут быть предотвращены только конструкцией, которая будет гарантировать правильную смесь газов. В том же случае, когда этот способ повышения мощности используется без особых приспособлений, результаты, как показала практика, получаются плохие: износ моторов на автомобилях с газогенераторными установками Декаленкова, износ цилиндров, коленчатого вала и поломка поршней автомобиля „Берлие“ на Урале, находящегося в эксплуатации в Главзолото, и т. д.

Обширные работы проведены в этой области в НАТИ инженерами Колосовым Н. А. и Коссовым С. Г.

Результаты стендовых испытаний, проведенных на моторе ЗИС, сведены в табл. 13. С таким мотором были изготовлены: одна машина ЗИС-5 с газогенератором НАТИ и одна ЯГАЗ-5 с газогенератором ЗИС-13. В дорожных условиях автомобили показали себя очень хорошо.

Топливо (присадки)	Обороты в мин.	Часовой расход кг		Эффективная мощность $N_e$	Примечание
		жидкое топливо	дрова		
Бензин . . . . .	2500	10,5	34	67	Без присадки
Керосин . . . . .	2500	11,2	34	67	
Спирт . . . . .	2500	16	34	69	
Бензин . . . . .	2400	24,4	—	72	

Все же надо считать, что присадка жидкого топлива решает только проблему применения маломощного газового мотора и не может быть положена в основу проектирования большой серии машин в заводском порядке.

## 2. Скорость воспламенения и вспышки

Теплотворная способность газа не характеризует возможную мощность мотора, она дает только понятие о верхней границе, которая при неблагоприятных условиях сильно снижается. Если скорость вспышки очень мала, то заряд цилиндра не успевает сгореть в то короткое время, которое необходимо для полного использования его. Мощность при этом понижается, мотор и выхлопные трубы сильно перегреваются. При недостаточной скорости вспышки мотор сильно перегружается и в нем возникают чрезмерные напряжения.

Для сравнительного рассмотрения свойств смесей будем пользоваться данными по максимальным скоростям воспламенения, полученными динамическим методом при ламинарном истечении газо-воздушных смесей. Динамический метод был широко применен К. Бунте<sup>1</sup>. Он дает точные данные только для газо-воздушных смесей с избытком горящих назов и газов, бедных инертными составляющими.

### а) Факторы, влияющие на скорость воспламенения газо-воздушных смесей

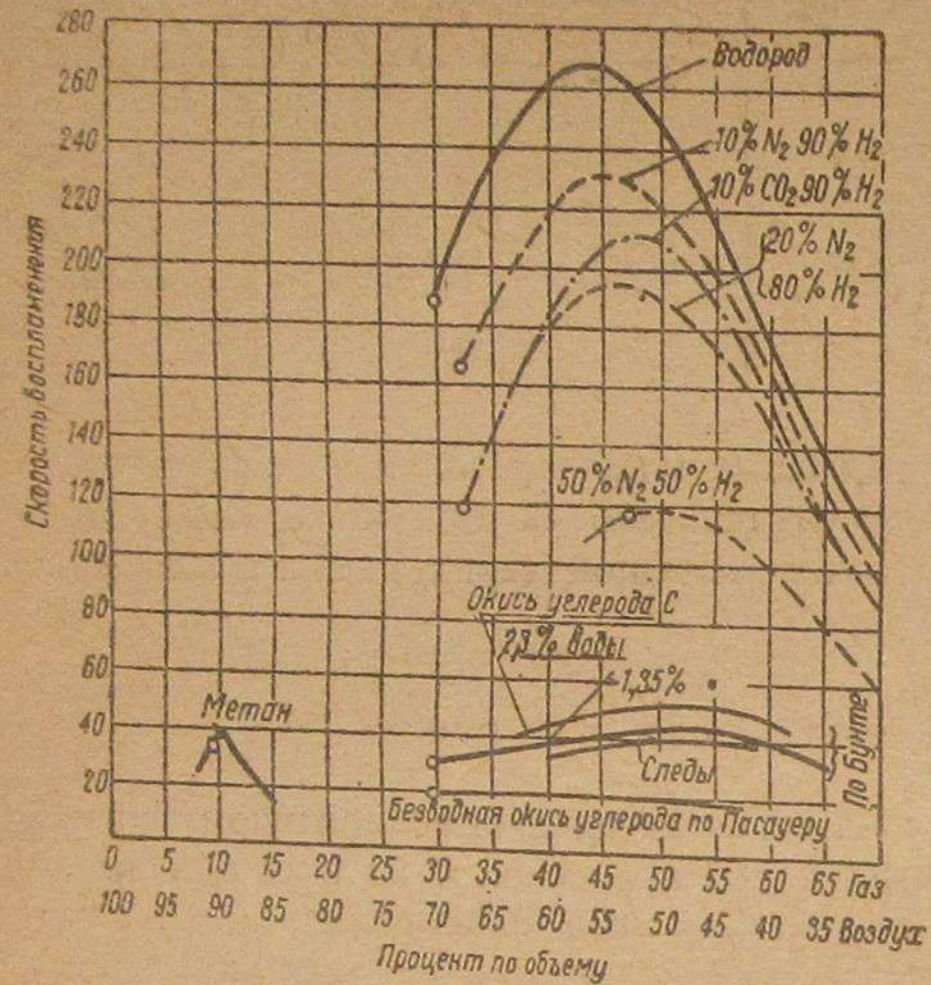
Из всех составляющих древесного газа водород имеет максимальную скорость воспламенения. Она составляет при комнатной температуре 267 см/сек, в то время, как для метана и углекислоты эти цифры примерно в 6—7 раз меньше, как это и показано на рис. 28. То обстоятельство, что водород имеет большое влияние на скорость воспламенения газо-воздушной смеси, было уже показано на рис. 3. Поэтому в ряде случаев предпочитают газы с большим содержанием водорода, невзирая на то, что они по теплотворной способности являются менее благоприятными.

Содержание водорода растет с повышением к. п. д. газогенератора

<sup>1</sup> „Процесс воспламенения газовых смесей“.



и влажности топлива до определенного предела и падает с повышением температуры восстановительной зоны. В то же время надо заметить, что при низких температурах восстановительной зоны или при повышении влажности топлива растет содержание углекислоты.



С другой стороны, мы уже говорили, что влияние повышенного содержания углекислоты почти точно соответствует влиянию повышения содержания водорода или, в случае газификации влажного топлива, даже превышает его.

Влияние инертных газов на скорость воспламенения газо-воздушных смесей было исследовано Бунте и Литершайдтом (рис. 28).

Рис. 28 показывает, что углекислота снижает скорость воспламенения газа больше, чем азот. Из рис. 28 видно также, насколько отличаются скорости воспламенения влажной и сухой

Рис. 28. Скорость воспламенения газо-воздушных смесей, определенная по динамическому методу.

окиси углерода. Больше влияние на скорость воспламенения имеет температура, как то показано на рис. 29. Максимальная скорость воспламе-

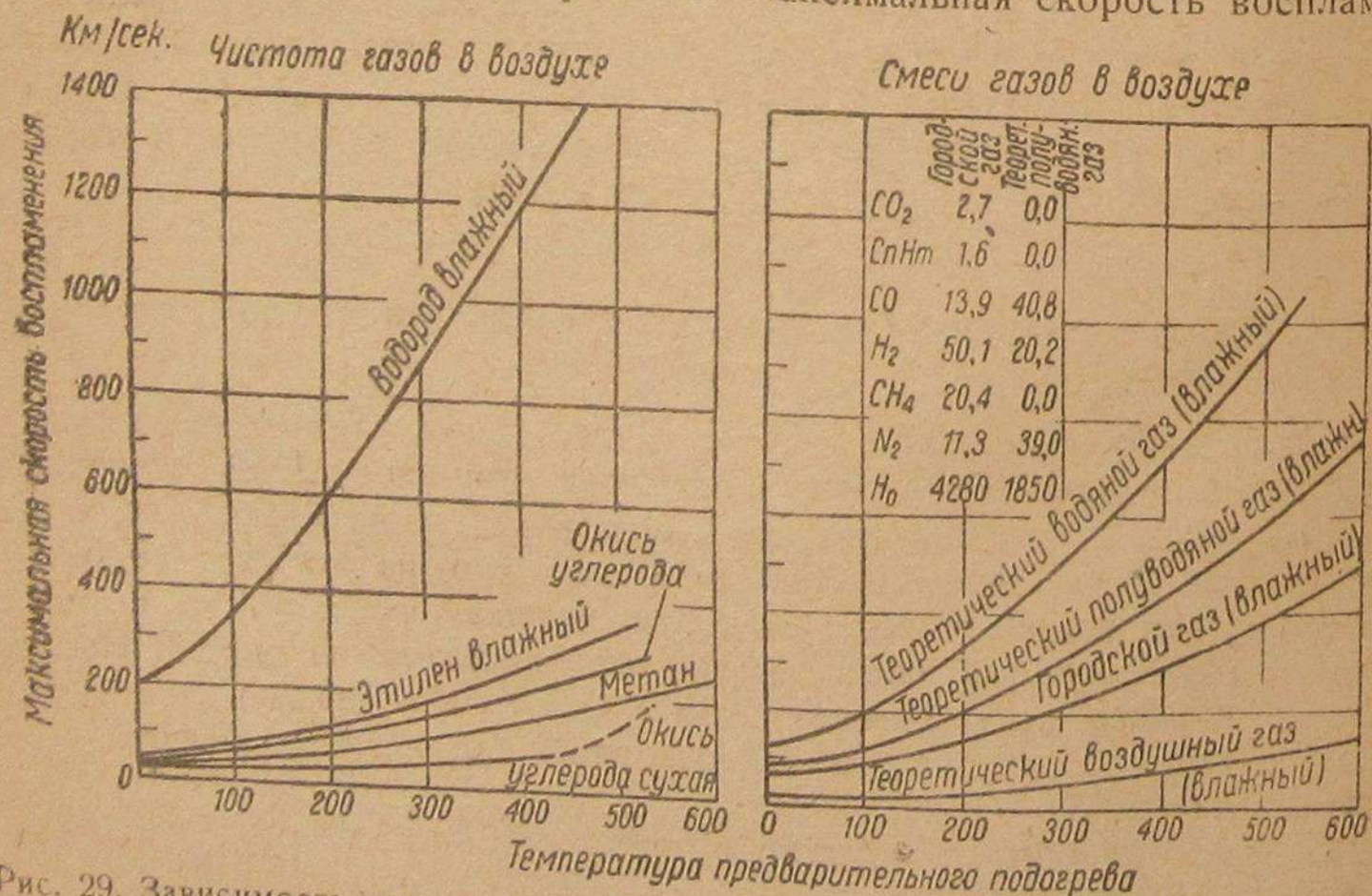


Рис. 29. Зависимость максимальной скорости воспламенения газо-воздушных смесей от подогрева.

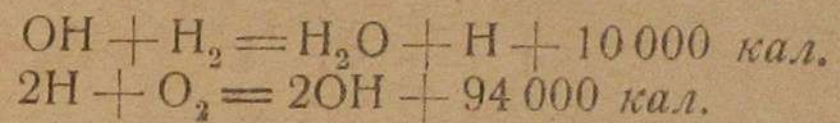
нения растет<sup>1</sup> с квадратом абсолютной температуры, так как при повышении степени сжатия повышается и температура газа в конце сжатия, в связи с чем при большей степени сжатия мы получаем повышение скорости воспламенения.

Дальнейшее улучшение качества сгорания газа может быть получено за счет лучшей очистки цилиндров, т. е. получения меньшего количества остаточных газов.

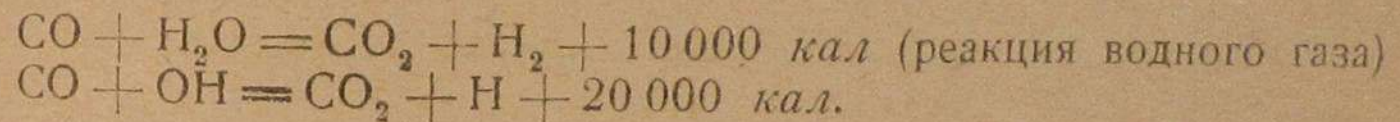
### б) Сгорание древесного газа

При горении число молекул древесного газа уменьшается, в то время как другие, более высокомолекулярные, моторные топлива сгорают с увеличением числа молекул.

При сгорании водорода имеют место цепные реакции, причем особое значение как реагенты имеют радикал-гидроксил ОН и атом водорода.



В присутствии паров воды и водорода (и следовательно радикал-гидроксила) сгорание облегчается, причем происходят следующие преобразования:



Гарнер и Джонсон<sup>2</sup> объясняют большое влияние паров воды на процессы сгорания качествами, уменьшающими излучение (повторное соединение атомов и, таким образом, разрыв цепи реакции).

### в) О предположительной пригодности двигателей разного типа для работы на древесном газе

Как правило, отдают предпочтение длинноходным моторам, моторам с большими маховыми массами, а также малооборотным. Особое значение придается степени сжатия и зажиганию. Важно, чтобы зажигание безотказно работало при высокой степени сжатия и обеспечивало интенсивную искру при малых оборотах, т. е. при запуске, чтобы легче воспламенить вялый, содержащий много окиси углерода, газ. Электроды свечи должны выступать, т. е. омываться газом. Большие сечения клапанов для прохода газов, соответствующие фазы распределения, правильно с точки зрения газовых потоков сконструированные коллекторы всасывания и выхлопа повышают наполнение<sup>3</sup>, в то время как обычно применяемые на бензиновых моторах коллекторы и каналы всасывания и выхлопа, выходящие на одну сторону в целях подогрева, его ухудшают.

<sup>1</sup> Это подтверждает также Мелиг в "VDI", том 80, 1936 г. и Хинднер — Воспламенение газа и топливных смесей.

<sup>2</sup> "Вестник общества химиков", Лондон, 1928, стр. 280.

<sup>3</sup> Финкбейнер, "ATZ" 1935 г., т. 37, стр. 387.



Выше уже указывалось на то, что одной из причин падения мощности двигателя при работе на генераторном газе является ухудшение наполнения цилиндров двигателя за счет различных причин. Поэтому например в целях улучшения наполнения цилиндров в газогенераторном автомобиле ЗИС-13 были установлены отдельные коллекторы, что устраняло вредный при работе на генераторном газе подогрев смеси перед

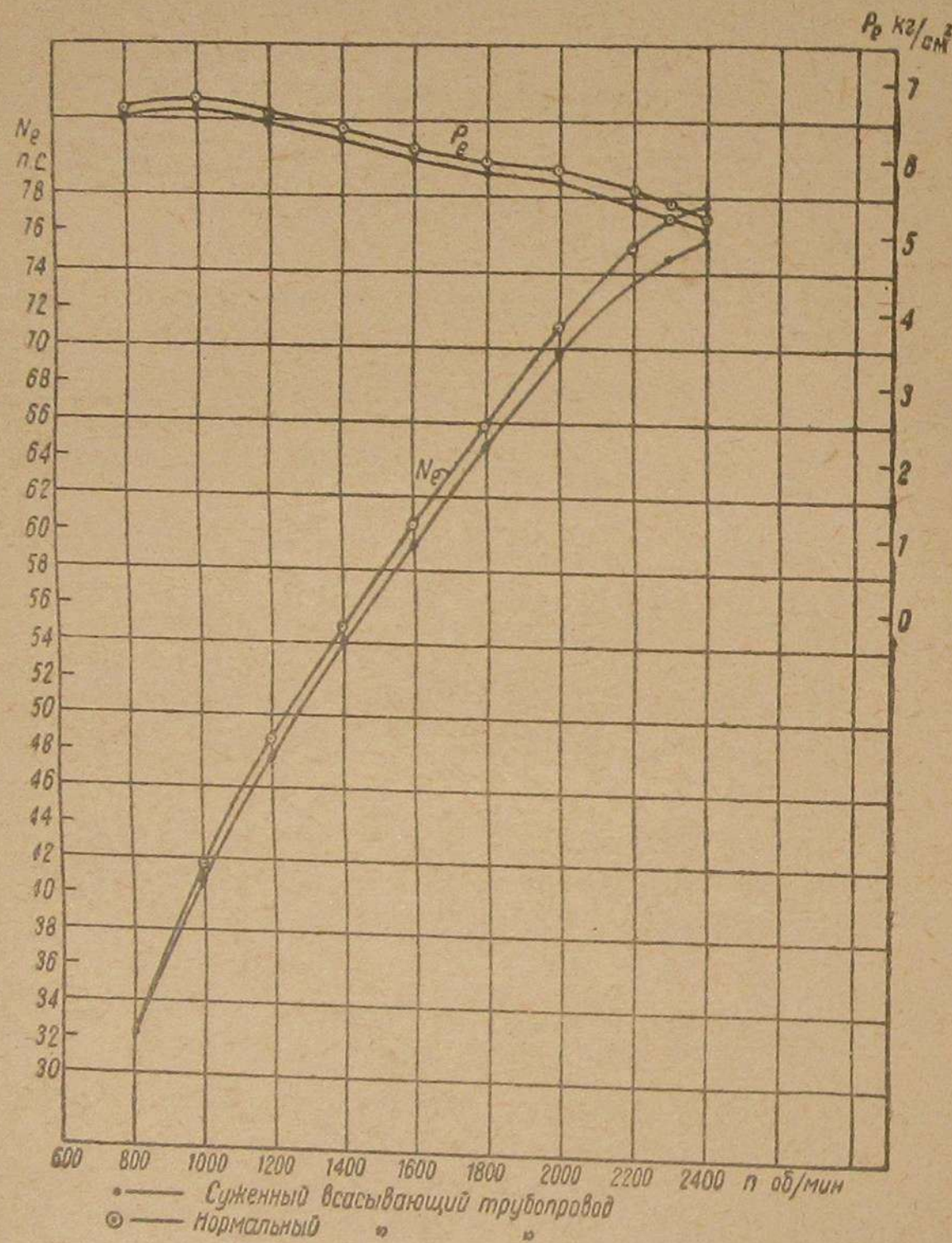


Рис. 30. Изменение мощности и среднего эффективного давления при нормальном и суженном всасывающем канале.

входом в цилиндр. Ряд проведенных на заводе им. Сталина испытаний показал однако, что есть еще один путь улучшения степени наполнения цилиндров, а именно — увеличение проходного сечения всасывающих каналов в блоке двигателя.

Результаты испытаний, приведенные на рис. 30, показывают, что при суженном всасывающем трубопроводе (конфигурация блока ЗИС-5), мотор развивает меньшую мощность по сравнению с двигателем „Геркулес“, имеющим каналы, соответствующие по конфигурации каналам ЗИС-5.

Мощность двигателя „Геркулес“ выше на всем диапазоне числа оборотов от 800 об/мин.

Внешняя характеристика в обоих случаях была определена до 2400 об/мин. Причем при 2400 об/мин. разница в мощности составила 2,6% в пользу двигателя „Геркулес“ (при 2400 об/мин. имеет место максимальное повышение мощности, равное 2,0 л. с., т. е. 2,6%). Абсолютное повышение мощности падает постепенно до нуля при

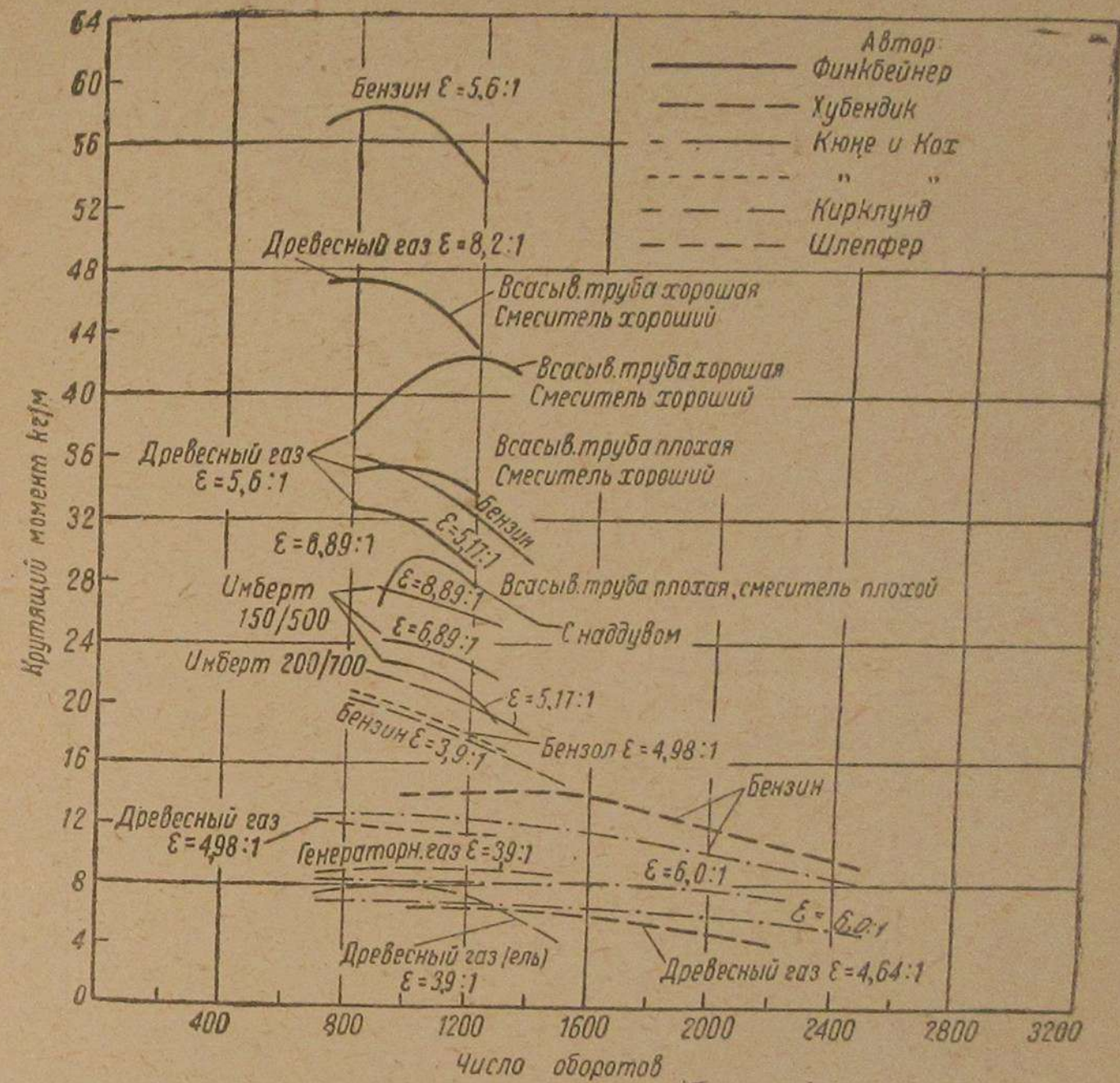


Рис. 31. Кривые крутящих моментов разных двигателей.

800 об/мин., т. е. на малых оборотах увеличение проходного сечения всасывающих каналов эффекта не дает.

Полученные результаты, несмотря на сравнительно небольшое повышение мощности, оправдывают таким образом целесообразность расширения всасывающих каналов двигателя ЗИС-5 при переводе его на генераторный газ.

### г) Характеристики крутящих моментов двигателей, работающих на генераторном газе

Кривые моментов газового мотора протекают более полого, чем у карбюраторного двигателя, что вызывает частое переключение скоростей. На рис. 31 приведено несколько характеристик моментов двигателей, работающих на бензине и газе, подобранных по данным литературы последних лет. Как правило, максимальный момент при переходе с бен-



### 3. Особенности работы на древесном газе

Пуск двигателя с холодным газогенератором невозможен, так как сначала должен быть разогрет топливник. При остановке же мотора процесс газообразования в газогенераторе сразу не прекращается и при изменениях режима мотора необходимо известное время, пока газогенератор стабилизируется на каком-то соответствующем режиме.

#### а) Розжиг газогенератора

Как правило, розжиг газогенератора производится при помощи отсасывающего вентилятора. Засасываемый воздух вместе с пламенем попадает через входное отверстие на уголь, находящийся в топливнике, и его зажигает. Когда температура поднимается достаточно высоко, машина готова к работе. Розжиг может производиться вне зависимости от

аина на газ сдвигается в сторону больших оборотов и кривая приобретает более пологий вид.

При повышении оборотов величины этих моментов резко снижаются за счет ухудшения наполнения. На рис. 24 видна разница в протекании кривых в зависимости от повышения степени сжатия, правильного подбора величины газогенератора, коллекторов, смесителей и т. п.

Падение мощности при переходе с бензина на газ уменьшается с возрастанием оборотов, как это видно из рис. 32.

Обратные явления наблюдались, насколько нам известно из описанных в литературе опытов, только при особенно неблагоприятных условиях.

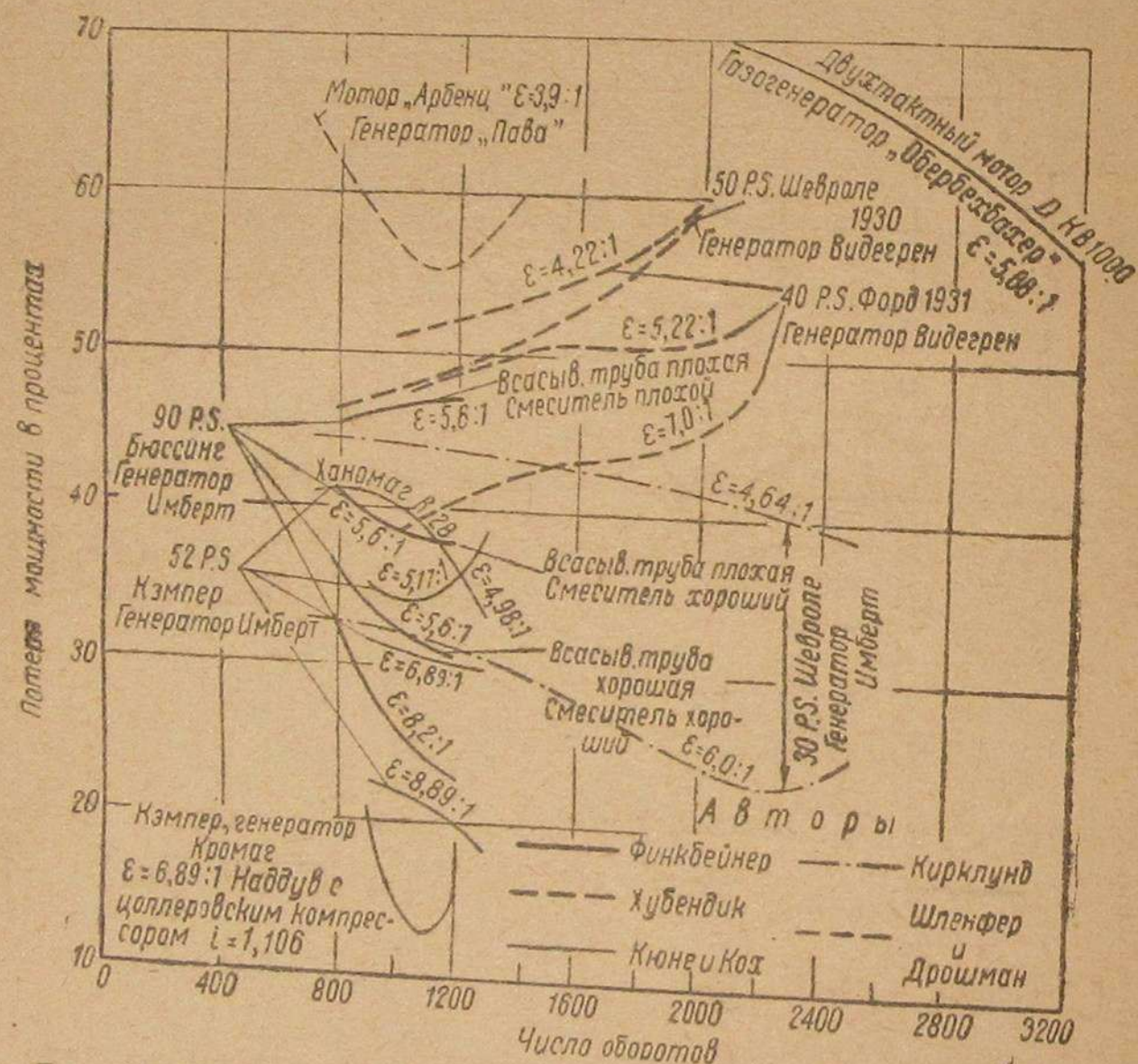


Рис. 32. Падение мощности при работе на генераторном газе.

Уменьшение потерь при работе на газе при увеличении оборотов, с одной стороны, желательно, а с другой стороны, ставит перед необходимостью частого переключения скоростей, даже отвлекаясь от факта неизбежного понижения мощности. В то время как на бензине при большой нагрузке величина крутящего момента увеличивается с уменьшением оборотов, при работе на газе она почти не меняется и уменьшение оборотов делает здесь необходимым переключение скоростей.

При снижении оборотов газ еще некоторое время остается неизменным или даже более полноценным, чем при больших оборотах. Потребность в воздухе увеличивается, вакуум в трубопроводе, наоборот, уменьшается. При быстром падении оборотов вследствие увеличения нагрузки следует ожидать не постоянства крутящих моментов, а их снижения.

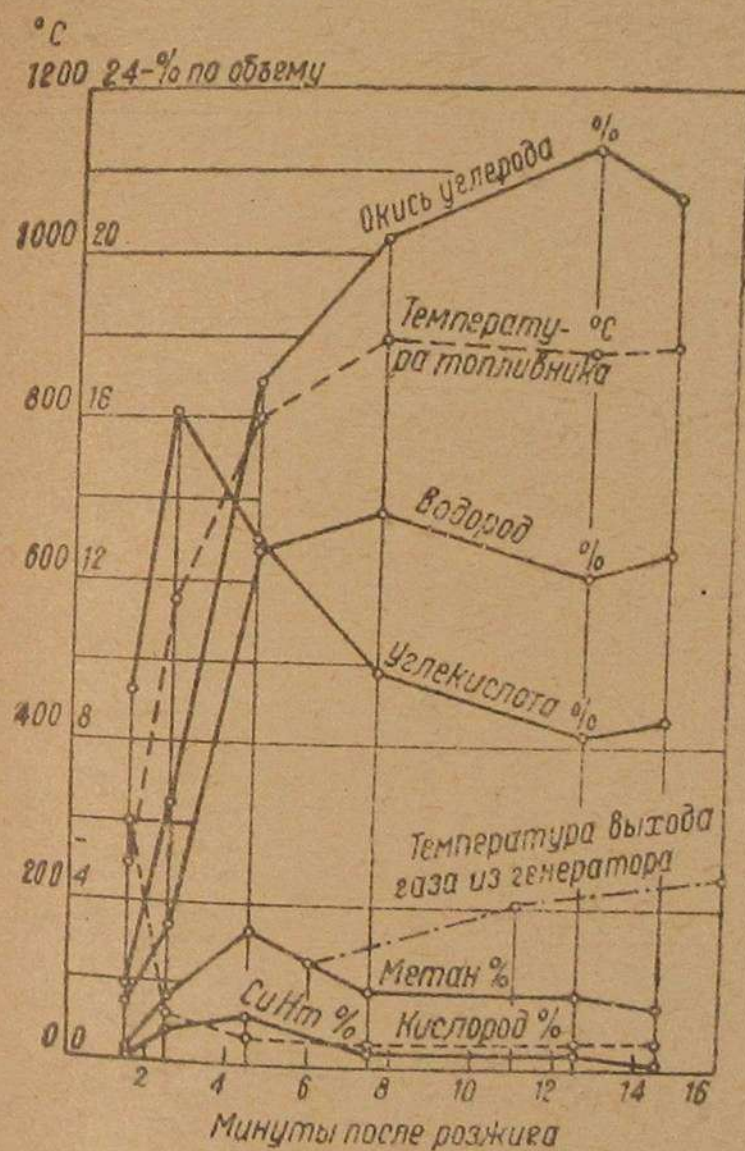


Рис. 33. Состав газа и температурные условия при розжиге газогенератора „Дейтц“ (стендовые испытания).

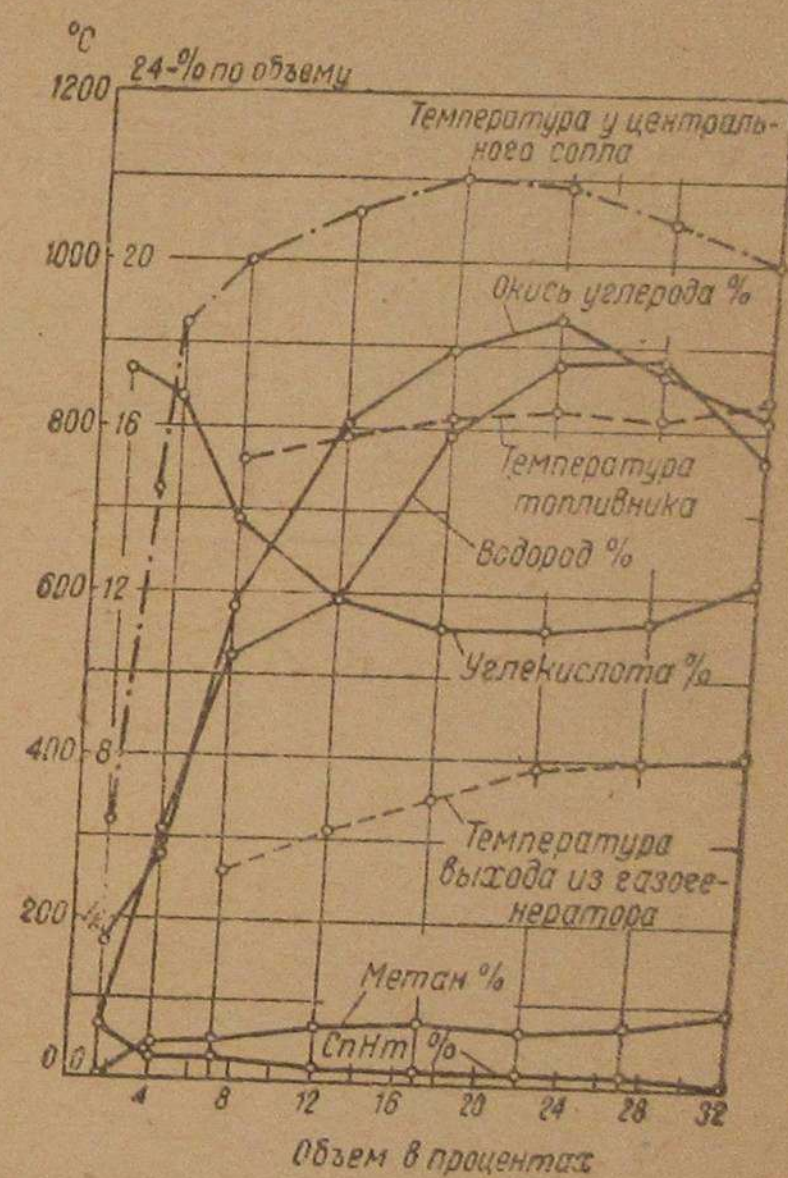


Рис. 34. Состав газа и температурные условия при розжиге газогенератора „Кромаг“.

количества топлива в газогенераторе. Применяются также и нагнетающие вентиляторы, специальные отверстия для розжига: розжиг самотягой без вентилятора, розжиг посредством подсасывания мотором и т. д. Все это следует рассматривать как частные случаи, имеющие свои недостатки и не получившие большого распространения.

На рис. 33 и 34 показаны изменения состава газа и температуры во время розжига газогенераторов „Дейтц“ и „Кромаг“. Установившийся режим достигается по меньшей мере через 15 мин.



Изменение состава газа при розжиге газогенератора в практической эксплуатации

Газогенератор	Автомобиль	Продолжительность розжига в мин.	Примечание	Состав газа (в % по объему)						Низшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Потребное количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность за-ряда кал/м <sup>3</sup>
				CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>			
„Имберг“	P 937	1/2	Газ слегка горит Газ хорошо горит Горит слабо при зажигании Хорошо горит Зажигается Горит, но пламя не задерживается Хорошо горит Хорошо горит Хорошо горит Хорошо горит Очень хорошо горит Горит плохо, цвет бледно-голубой Горит хорошо, цвет бледно-голубой	9,7	0,2	5,4	5,5	0,0	79,2	347	0,31	264
		1		12,8	0,4	3,8	3,1	0,8	79,1	347	0,33	261
		2		14,4	0,9	7,2	3,7	0,9	72,9	577	0,54	375
		3		14,9	1,1	11,3	5,2	2,1	65,4	885	0,83	483
		4		16,2	1,5	11,1	5,9	2,5	62,8	1013	0,97	515
		5		17,1	1,9	13,5	7,4	3,0	57,1	1251	1,19	572
		8		17,7	2,3	16,7	11,0	5,2	47,1	1712	1,65	646
		3		13,1	0,1	13,3	5,9	0,7	66,9	636	0,55	412
		4 1/2		11,2	0,2	19,6	13,8	2,4	52,8	1198	1,07	579
		3 1/2		13,1	0,5	5,6	7,2	0,7	72,9	519	0,48	350
4 1/2	12,7	0,6	13,8	8,7	1,3	62,9	878	0,79	490			
„Имберг“	BN 147	6		11,3	0,6	15,7	13,9	2,1	56,4	1137	1,03	559
		2		11,8	0,4	13,7	5,2	0,2	68,7	649	0,56	417
		3		9,3	0,2	17,9	7,1	0,9	64,6	843	0,72	489
„Кромаг“	P 879	4		9,1	0,2	20,4	9,6	0,3	60,4	933	0,79	523
		4 1/2		8,3	0,0	20,1	10,6	1,5	59,5	1011	0,88	540
		5		8,9	0,2	22,0	10,2	1,2	57,5	1074	0,92	559
		7		16,4	0,4	7,9	5,7	0,6	69,0	519	0,47	353
		9		15,5	0,3	10,1	7,5	0,7	65,9	621	0,55	401

На рис. 33 показано, что в начале розжига газ еще богат кислородом. Содержание углекислоты также очень высоко, так как в восстановительной зоне еще не достигнута рабочая температура. Сначала получается плохой древесноугольный газ с низким содержанием водорода. Содержание водорода растет, если в зону подвода воздуха попадают дрова, получившие неудовлетворительную перегонку в верхних частях генератора. Содержание тяжелых углеводородов достигает в процессе розжига своего максимума (опыты Шленфера и Тоблера), что свидетельствует о слабом вначале разлагающем воздействии топливника.

В табл. 14 сведены результаты анализов проб газа, взятых во время нормального розжига. На качество заводки мотора влияет еще ряд других обстоятельств. Поэтому нельзя указать наилучшие качества, допустимые для хорошей заводки мотора. Особенно важны состояние и температура мотора и масла (вязкость), а также качество зажигания, состояние аккумулятора и наличие правильно подобранного стартера. И наконец надо отметить, что очень многое зависит от водителя в отношении правильной регулировки воздуха и пользования дросселем газа до и после заводки. Мотор часто глохнет непосредственно после заводки в случае резкого отбора газа, так как при большом повышении отбора газа сильно ухудшается его качество. В этом случае рекомендуется только до первых оборотов открывать полностью дроссель, после чего дать мотору немного поработать на малых оборотах, поднимая затем равномерно обороты для лучшего обдувания топливника. В табл. 15 даются анализы проб газа,

Таблица 15

Состав газа при запуске газогенераторных двигателей

Газогенератор	Автомобиль	Продолжительность розжига в мин.	Запуск мотора	Состав газа (в % по объему)						Низшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность за-ряда кал/м <sup>3</sup>
				CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>			
„Дейтц“	P 820	3	нет	10,9	0,2	17,2	9,1	1,5	67,1	925	0,81	509
		12	да	9,5	0,2	23,2	12,4	2,0	52,7	1236	1,08	594
„Имберг“	P 977	3 1/2	да	10,2	0,3	20,6	10,5	1,5	56,9	1085	0,95	558
		5	да	18,3	1,3	14,9	9,2	4,3	52,0	1326	1,26	585
		5	нет	17,4	1,9	13,7	7,6	3,1	56,3	1270	1,21	575
		8	да	17,8	2,3	16,7	11,0	5,3	46,9	1721	1,66	648
		12	нет	18,0	1,0	15,2	7,6	4,3	53,9	1335	1,27	588
„Имберг“	BN 236	13	нет	17,0	1,0	14,8	8,7	3,5	55,0	1280	1,11	607
„Имберг“	SN 236	4 1/2	да	11,2	0,2	19,6	13,8	2,4	52,8	1198	1,07	579
„Имберг“	BN 147	6	да	11,3	0,6	15,7	13,9	2,1	56,4	1137	1,03	559
„Кромаг“	P 879	5	да	8,9	0,2	22,0	10,2	1,2	57,5	1074	0,92	559
		9	да	15,5	0,3	10,1	7,5	0,7	65,9	625	0,55	401

взятых в момент запуска мотора, которые показывают, что мотор, как правило, хорошо заводится, когда газ содержит более 30% горючих компонентов.



б) Изменение состава газа при прекращении работы мотора или при резком уменьшении отбора газа

В случае резкого понижения количества отбираемого газа температуры топливника и зоны сухой перегонки остаются еще некоторое время соответствующими большим нагрузкам.

Как показали опыты, произведенные в порядке дорожных испытаний на газогенераторе „Дейтц“ (табл. 16), газ имеет в течение короткого

Таблица 16

Состав газа перед и после внезапного уменьшения нагрузки по опытам с генератором „Дейтц“

Взятие пробы	Состав газа (в % по объему)						Низшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность за-ряда кал/м <sup>3</sup>
	CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>			
Перед остановкой . . . . .	12,7	0,2	21,4	19,4	2,6	43,7	1 412	1,26	625
Сразу после остановки . . .	10,4	0,2	33,9	28,7	3,7	23,1	2 122	1,89	735
Через 5 мин. после остановки . . . . .	9,9	0,0	29,0	28,9	3,0	29,2	1 877	1,66	705
Через 10 мин. после остановки . . . . .	7,9	0,0	24,5	30,4	3,8	33,4	1 848	1,67	691
Непосредственно перед концом подъема . . . . .	9,7	0,2	23,8	17,4	2,3	46,6	1 406	1,25	625
Холостой ход после этого подъема . . . . .	9,9	0,2	26,6	22,2	3,5	37,6	1 717	1,54	676

промежутка времени повышенное (сравнительно с обычным) содержание продуктов сухой перегонки, что способствует повышению калорийности газа. Интенсивно продолжающиеся процессы сухой перегонки могут быть даже настолько сильны, что будет невозможен запуск мотора непосредственно после того, как он заглох, так как газ будет выходить под давлением из смесителя и поэтому не будет захватывать с собой воздух.

Приведенные в табл. 17 анализы газа, взятого при переключении скоростей, показывают, что за время прекращения отбора качества газа сильно улучшаются. Это явление не может быть однако использовано, так как за это короткое время не удается осуществить соответствующее соотношение смеси, вернее примешивание добавочного воздуха.

В табл. 18 показаны изменения состава газа в системе газопровода установки „Имберт“ после остановки мотора при открытом и закрытом дросселе воздуха. Даже при открытом дросселе воздуха из смесителя в продолжение 10—20 мин. очень мало воздуха попадает в очиститель.

Уменьшение количества водорода по весу, происходящее благодаря диффузии, весьма незначительно. Следовательно при коротких остановках в очистителях остается газ, способный воспламениться и имеющий

Таблица 17

Состав газа при переключении передач

Взятие пробы в середине очистителя	Состав газа (в % по объему)						Низшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Теоретически необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность за-ряда кал/м <sup>3</sup>
	CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>			
Перед включением . . . . .	11,6	0,2	21,0	18,5	2,0	46,7	1 325	1,18	608
При включении . . . . .	9,2	0,4	25,6	17,9	2,4	44,5	1 523	1,35	649
Перед включением . . . . .	10,1	0,2	22,1	18,7	2,1	46,8	1 373	1,21	622
При включении . . . . .	9,2	0,3	24,2	20,5	2,0	43,8	1 494	1,32	645

Таблица 18

Временное изменение состава газа в трубопроводах (инерционных очистителях) газогенераторной установки „Имберт“ во время стоянки автомобилей с закрытой воздушной заслонкой

№ опыта	Стоянка в мин.	Место взятия пробы	Состав газа (в % по объему)						
			CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	O <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>
1	10	Конденсационный бачок . . . . .	10,0	0,3	4,5	18,6	19,9	2,4	54,3
1	10	5 очиститель . . . . .	11,9	0,3	2,1	19,3	23,8	3,2	39,4
1	10	4 . . . . .	12,0	0,2	2,4	18,3	25,1	2,7	39,3
1	10	2 . . . . .	9,8	0,3	0,9	17,2	21,2	2,6	48,0
2	4	Конденсационный бачок . . . . .	9,8	0,3	1,9	20,7	17,1	2,4	47,8
2	3	5 очиститель . . . . .	9,7	0,3	1,8	19,7	17,5	2,1	48,9
2	20	5 . . . . .	7,8	0,2	2,8	19,8	16,5	2,8	50,1
2	5	4 . . . . .	10,7	0,3	1,6	21,9	18,1	2,6	44,8
2	7	2 . . . . .	10,2	0,2	1,2	21,4	19,3	2,9	44,8
2	20	2 . . . . .	7,8	0,2	2,8	19,8	16,5	2,8	50,1
2	15	У выхода из газогенератора . . . . .	8,8	0,2	3,0	25,5	21,5	3,8	37,2
3	7	Конденсационный бачок . . . . .	4,2	0,0	13,6	8,1	7,3	0,8	66,0
3	20	5 . . . . .	0,6	0,0	20,3	—	—	—	—
3	15	5 очиститель . . . . .	9,1	0,3	3,3	19,4	17,1	2,8	48,0
3	5	4 . . . . .	10,1	0,3	1,9	21,3	20,2	1,9	44,3
3	20	4 . . . . .	10,2	0,2	1,8	21,3	20,3	2,7	43,5
3	12	2 . . . . .	10,6	0,4	1,1	22,9	19,2	2,8	43,0

даже частично высокие качества. Этот запас газа при правильной регулировке воздуха может быть использован для запуска мотора, что имеет место на практике.

В таких случаях необходимо успеть достаточно разогнать автомобиль раньше, чем в двигатель снова начнет поступать плохой газ из газогенератора, успевшего остыть за время остановки.



в) Изменение состава газа при запуске после коротких остановок

При запуске мотора после короткой стоянки газ, аккумулировавшийся в очистителях, имеет, как это было показано выше, достаточно высокую теплотворную способность и теоретически необходимую потребность в воздухе.

Последующий газ хуже по качеству, так как он отбирается при уже охладившейся зоне восстановления. На рис. 35 и в табл. 19 показаны изменения состава газа при начале движения автомобиля после остановки. Проба газа была взята при дорожных испытаниях.

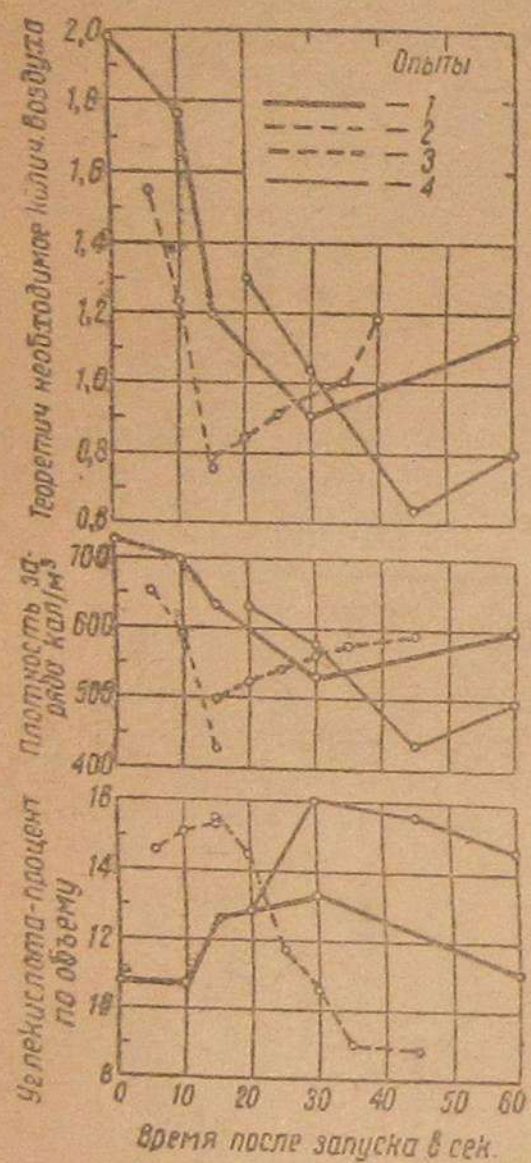


Рис. 35. Изменение состава газа при стартовании после остановки (перерыва в работе).

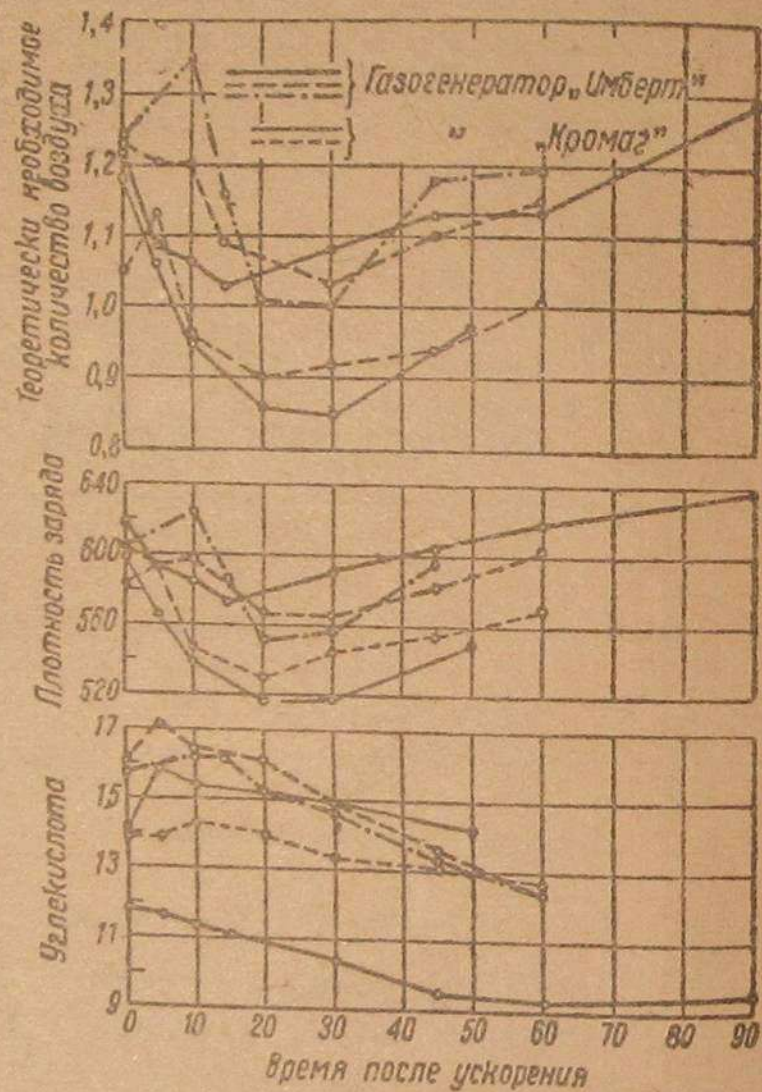


Рис. 36. Изменение состава газа при внезапном увеличении нагрузки.

На рис. 35 также видно, как быстро и сильно меняется коэффициент избытка воздуха.

При неправильном положении дросселя воздуха действительная теплотворная способность газа падает еще сильнее, чем плотность заряда.

В табл. 20 показаны последующие изменения состава газа. В течение 2—3 мин. изменения не закономерны в смысле улучшения состава газа: наблюдаются обычные колебания. Поэтому при новом трогании с места дроссель воздуха должен быть или сразу или в течение первой минуты установлен соответственно самому неблагоприятному составу газа, а также и в соответствии с образующимся в системе вакуумом. При резком увеличении отбора газа получается недовоздух или перерыв в подаче. Вакуум в трубопроводе поднимается, а потом падает соответственно с

Таблица 19

Изменение состава газа в первые минуты движения после стоянки

Опыты	Взятие пробы после запуска через сек.	Состав газа (в % по объему)					Нижшая теплотворная способность кал./м³	Теоретически необходимое количество воздуха м³/м³	Плотность заряда кал./м³
		CO₂	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H₂	CH₄			
Опыт 1 Десятиминутная стоянка после езды по сельской дороге. Место взятия пробы — у газоотборного патрубка генератора	0	10,8	0,4	28,1	30,6	5,2	24,9	1,98	727
	10	10,7	0,4	25,2	28,5	4,2	31,0	1,77	699
	15	12,6	0,4	16,4	19,1	2,8	48,7	1,20	632
	30	13,3	0,2	15,4	13,9	1,7	55,5	0,91	531
	60	11,1	0,3	21,8	14,1	2,2	50,5	1,13	597
Опыт 2 Десятиминутная стоянка после езды по городу. Взятие пробы — у выхода газа из генератора	6	16,6	0,1	17,1	30,1	4,2	33,9	1,55	656
	10	15,1	0,0	14,9	20,4	4,1	45,5	1,23	595
	15	15,4	0,2	10,6	13,4	1,5	58,9	0,76	426
	15	15,5	0,4	15,5	9,5	1,1	58,0	0,79	500
	20	14,5	0,4	17,2	10,6	1,0	56,3	0,84	522
Опыт 3 То же, что в опыте 2	25	11,7	0,4	18,2	11,3	1,3	57,1	0,91	542
	30	10,6	0,2	20,3	11,3	1,8	55,8	0,97	560
	35	9,0	0,2	20,8	12,3	1,8	55,9	1,01	577
	45	8,8	0,2	24,8	15,3	1,9	49,0	1,18	560
	20	12,8	0,4	20,9	20,6	2,4	42,9	1,30	632
Опыт 4 Пятиминутная стоянка после езды по сельской дороге. Взятие пробы — перед смесителем	30	16,1	0,2	13,5	22,5	1,7	46,0	1,04	577
	45	15,6	0,2	10,2	10,6	1,0	62,4	0,68	483
	60	14,6	0,2	12,7	13,8	1,3	57,4	0,79	499



Изменение состава газа при езде после остановок

Газогенератор	Сорт топлива	После стоянки в мин.	Взятие пробы после старта мин.	Состав газа (в % по объему)					Теплотворная способность кал./м <sup>3</sup>	Необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность заряда кал./м <sup>3</sup>	
				CO <sub>2</sub>	C <sub>п</sub> H <sub>п</sub> m	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>				N <sub>2</sub>
„Имберг“	Отходы букового дерева	10	1/2 мин. раз	13,1	0,4	19,1	17,1	3,1	47,2	1356	1,28	599
				11,8	0,4	20,2	18,3	2,3	47,9	1351	1,21	616
				13,0	0,4	20,5	19,9	3,1	43,1	1480	1,34	632
				10,5	0,3	23,2	18,8	2,9	44,5	1497	1,34	640
„Имберг“	Дом ливневницы № 18	20	3	10,0	0,1	20,5	15,3	1,3	52,8	1145	0,99	574
				9,3	0,1	25,2	17,2	1,6	46,6	1365	1,18	627
				9,4	0,3	23,0	19,8	1,9	46,2	1414	1,25	629
„Имберг“	Дубовое ядро № 17	150	4	12,8	0,8	14,4	13,4	1,6	57,0	1084	1,03	534
				7,8	0,2	28,0	15,0	1,3	47,7	1338	1,19	634
				7,9	0,3	27,0	13,8	1,2	49,8	1335	1,15	621
„Имберг“	Бук + ель № 16	25	3	10,2	0,2	21,5	16,5	1,7	49,7	1262	1,11	599
				10,2	0,3	22,8	18,4	2,3	46,0	1423	1,27	628
„Дейтц“	Бук + ель № 16	60	2	11,2	0,5	20,2	16,8	1,8	49,5	1301	1,16	603
				11,0	0,2	22,6	18,6	1,4	46,2	1324	1,16	613
				10,9	0,1	19,3	17,0	2,5	50,2	1257	1,13	590
„Кромат“	Бук + ель № 16	10	15	12,6	0,4	21,2	17,2	2,1	46,5	1346	1,20	612
				13,6	0,2	20,0	10,0	0,8	63,4	931	1,12	439
				11,4	0,1	18,0	14,5	1,0	55,0	1024	0,89	541
„Кромат“	Ель крупная № 4	10	4	11,0	0,1	18,8	14,8	1,2	54,1	1074	0,94	555
				11,1	0,2	19,1	15,4	1,2	53,0	1119	0,98	564
				11,3	0,1	18,9	14,5	1,1	54,1	1060	0,92	551
„Кромат“	Бук № 7	10	11	11,2	0,2	18,2	15,8	1,1	53,5	1093	0,96	559
				10,6	0,5	18,4	15,9	1,3	53,3	1181	1,05	577
				10,9	0,7	21,4	17,8	2,5	46,7	1465	1,34	626
„Кромат“	Буковые ветки №	10	17	11,4	0,7	20,8	17,8	2,0	47,6	1404	1,26	621
				13,6	0,9	15,8	18,1	1,5	50,1	1258	1,14	588
				13,9	0,4	17,3	18,8	1,9	47,7	1253	1,11	588
„Кромат“	Сухое, хорошо пригот. буковое дерево № 12	6	2	10,5	0,9	21,8	18,1	1,6	47,1	1459	1,29	636
				9,9	0,4	22,5	18,0	0,7	48,5	1286	1,12	606
				9,2	0,3	24,0	17,8	1,1	47,6	1338	1,17	616

установленном режиме. При этом состав газа, как это показано в табл. 21 и на рис. 36, улучшается. В данном случае представлены анализы газа, взятого через 1 1/2 мин. после того, как автомобиль шел по прямой со скоростью 20 км/час и был резко открыт дроссель смеси. Подобные же результаты описаны в последних работах Финкбейнера 1.

#### г) Изменение состава газа в зависимости от количества топлива в газогенераторе

Состав газа меняется в зависимости от состава топлива, его происхождения, а также от количества топлива, находящегося в газогенераторе. При свежей заправке процесс подсушки начинается только через известный промежуток времени, необходимый для подвода тепла в верхние зоны газогенератора.

При сильно пониженном уровне топлива получается газ с низким содержанием водорода и углекислоты, но с повышенным содержанием окиси углерода. Происходит это по причине газификации полностью просушенных дров и отсутствия верхних слоев влажных дров.

Когда наконец уровень топлива опускается до пояса подвода воздуха, то получается древесно-угольный газ, температура газа повышается, а теплотворная способность понижается.

В табл. 22 и 23 приведены анализы газа в зависимости от высоты топлива в газогенераторе, что соответствует времени выжигания.

С понижением высоты топлива изменение качества газа рисуется следующим образом. Состав газа, получающегося непосредственно после розжига, зависит в первую очередь от степени просушки топлива. С началом подсушки и сухой перегонки повышаются содержание углекислоты и водорода и, как правило, теплотворная способность, что в дальнейшем стабилизируется на довольно долгое время.

Только тогда, когда уровень топлива основательно понизился, все условия изменяются в обратную сторону, так как остаются только хорошо просушенные дрова, которые дают повышенное содержание окиси углерода. Таким образом, состав газа не остается при прочих равных условиях стабильным.

Особенно это замечается, когда применяются громоздкие дрова (чурки большого размера).

Газ содержит мало продуктов сухой перегонки при наличии свода, после же разрушения свода получается энергичный процесс сухой перегонки и соответственно повышенное содержание углекислоты и водорода. Своды получаются в основном не от размерности дров, а от режима газогенератора. При достаточно большом отборе газа сгорание дров в зоне горения получается настолько интенсивным, что образования сводов ожидать не приходится.

В табл. 24 приведены анализы газа, иллюстрирующие колебания состава газа в зависимости от образования сводов топлива в газогенераторе.

1 См. доклад на 74-м собрании „VDI“, стр. 297, 1936 г. и статью Фелькеля Мальхедека („ATZ“, 1936 г.).



## Изменение состава газа при ускорении на

Генера- тор	Машина	Место взятия пробы	Время после ускоре- ния сек.	Состав газа					
				CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO			
„Имберг“	Р 937	У выхода газа из генератора	0	11,8	0,2	23,4			
			5	11,6	0,2	21,8			
			10	11,3	0,3	21,0			
			15	11,1	0,2	21,1			
			30	10,4	0,3	22,3			
			45	9,5	0,4	23,3			
			60	9,3	0,2	24,5			
			90	9,5	0,3	24,5			
			0	16,0	0,3	15,7			
			5	17,1	0,3	15,3			
			10	16,4	0,2	15,4			
			20	16,1	0,2	14,5			
			30	14,9	0,2	16,0			
			45	13,6	0,3	17,7			
			60	12,4	0,2	20,0			
			0	15,7	0,3	16,8			
			„Имберг“	В № 147	В середине очистителя	10	16,2	0,3	17,1
15	16,2	0,3				14,6			
20	15,2	0,3				14,0			
30	14,7	0,4				14,8			
45	13,3	0,4				17,9			
60	12,5	0,4				19,3			
0	13,9	0,2				17,4			
5	19,9	0,3				16,6			
10	14,3	0,2				14,5			
20	14,0	0,2				14,7			
30	13,4	0,2				16,0			
45	13,2	0,2				17,3			
60	12,6	0,2				17,6			
0	14,1	0,6				16,0			
5	15,9	0,4				13,8			
„Кромаг“	Р 879	В середине очистителя				10	15,4	0,3	13,0
						20	15,2	0,2	13,3
			30	14,9	0,2	13,6			
			50	14,2	0,3	14,9			

## прямой передаче со скоростью в 20 км/час

(в % по объему)			Низшая тепло- творная спо- собность кал/м <sup>3</sup>	Теоретически необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность заряда кал/м <sup>3</sup>
H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>			
16,4	2,4	45,8	1379	1,22	672
14,4	1,9	50,1	1235	1,08	593
13,4	1,9	52,1	1205	1,07	584
13,0	1,8	52,8	1170	1,03	575
13,8	1,6	51,6	1229	1,08	590
15,3	1,3	50,2	1293	1,13	603
16,9	1,1	48,0	1312	1,13	617
17,3	2,4	46,0	1454	1,29	636
22,0	2,8	43,2	1342	1,23	602
21,8	2,6	42,9	1307	1,20	594
21,8	2,9	43,3	1316	1,20	597
18,8	2,6	47,8	1186	1,09	567
17,0	2,1	49,8	1144	1,03	564
17,3	2,1	49,0	1223	1,10	583
17,9	2,2	47,3	1296	1,15	602
20,0	3,1	44,1	1350	1,24	603
23,6	3,3	39,5	1469	1,35	625
20,3	2,8	45,8	1268	1,16	587
17,0	2,2	51,3	1111	1,01	551
16,5	1,9	51,7	1118	1,01	556
17,2	2,7	48,5	1298	1,18	595
16,4	2,7	48,7	1320	1,19	603
20,9	1,0	55,3	1193	1,05	583
20,8	1,9	46,5	1263	1,14	592
18,0	1,5	41,5	1072	0,96	546
16,0	1,3	53,8	1009	0,90	530
16,4	1,1	52,9	1043	0,92	544
17,3	0,8	51,2	1079	0,94	554
18,4	1,1	50,1	1142	1,01	569
20,6	1,9	46,8	1303	1,18	598
19,9	1,8	48,2	1166	1,06	565
19,5	1,1	50,7	1051	0,95	540
16,0	1,2	54,1	959	0,86	516
16,6	0,9	53,8	957	0,85	518
17,1	1,5	52,0	1080	0,97	548



Изменение состава газа в зависимости от степени заполнения генератора топливом и предварительных условий

Газо-генератор	Дрова	Примечания	Время после розжига после мин	Состав газа (в % по объему)							Теплотворная способность ккал/м <sup>3</sup>	Теоретически необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность воздуха ккал/м <sup>3</sup>	
				CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	горючий газ				
										H <sub>2</sub>				H <sub>2</sub>
"Кромат"	Еловые	Генератор холодный, полностью загруженный (половина осталась от предыдущего дня работы)	1 1/2	17,4	1,3	3,4	1,3	0,1	76,5	0,213	406	0,41	289	
			4	16,7	0,6	5,6	6,2	0,9	70,0	0,467	531	0,50	355	
			7	13,8	0,6	11,7	11,8	1,0	62,4	0,441	835	0,75	477	
"Кромат"	Еловые	Дрова понизились на 40 см . . .	12	11,8	0,4	16,1	1,4	58,5	0,397	994	0,88	528		
			17	11,2	0,1	17,9	1,5	53,4	0,450	1099	0,97	557		
			22	11,2	0,3	18,6	1,4	50,9	0,466	1198	1,04	587		
"Кромат"	Еловые	Свежезагруженный	27	11,4	0,4	17,4	1,5	51,6	0,478	1193	1,06	580		
			32	12,4	0,1	16,4	1,9	53,9	0,454	1073	1,96	548		
			20*	12,3	0,5	16,7	18,9	0,7	50,9	0,513	1155	1,02	572	
"Кромат"	Буковые	Генератор холодный, полностью загруженный (половина осталась от предыдущего дня работы)	25*	11,0	0,1	17,7	17,9	0,8	52,5	0,491	1085	0,95	556	
			30*	10,8	0,2	19,2	19,2	1,7	48,9	0,476	1260	1,12	595	
			40*	12,0	0,6	16,5	17,2	1,2	52,5	0,485	1171	1,05	571	
"Дейтц"	Лиственница	Дрова понизились на 40 см . . .	7	10,0	0,2	20,8	16,1	1,3	51,6	0,419	1197	1,05	584	
			12	9,6	0,2	22,0	17,0	1,8	49,4	0,414	1301	1,14	608	
			17	9,4	0,3	20,8	16,9	1,9	50,7	0,424	1289	1,15	599	
"Кромат"	Еловые	Дрова понизились на 25 см . . .	24	10,9	0,3	21,0	19,4	1,4	47,0	0,461	1317	1,16	610	
			32	12,1	0,4	19,9	20,4	1,9	45,3	0,479	1373	1,26	608	
			36	11,2	0,4	20,5	19,5	1,7	46,7	0,463	1350	1,20	614	
"Кромат"	Еловые	Генератор холодный, имеющий от предыдущего дня 3/4 бункера, загружен полностью	4 1/2	10,5	0,4	17,5	9,6	1,4	60,6	0,332	976	0,87	593	
			13	8,8	0,3	20,2	11,9	1,0	57,8	0,356	1065	0,95	546	
			20	9,1	0,3	20,6	12,4	1,1	56,5	0,355	1098	0,96	561	
"Кромат"	Еловые	Дрова понизились на 45 см . . .	35	9,7	0,4	18,6	14,6	1,7	55,0	0,414	1167	1,04	571	
			50	9,9	0,2	20,3	16,1	1,9	51,6	0,418	1234	1,09	591	

\* Время после повторного запуска.

Изменение состава газа в зависимости от степени наполнения генератора (от половинной загрузки до полного выжига)

Генератор	Дрова	Уровень топлива над фундам. см	Состав газа (в % по объему)	Состав газа (в % по объему)							Теплотворная способность ккал/м <sup>3</sup>	Плотность в воздухе м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность заряда ккал/м <sup>3</sup>	
				CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	горючий газ				
										H <sub>2</sub>				H <sub>2</sub>
"Дейтц"	Воздушно-сухая смесь	40	10,3	0,1	21,5	16,4	1,8	49,9	0,412	1247	1,09	595		
		25	11,0	0,2	20,5	17,2	2,0	49,1	0,429	1275	1,13	600		
		5	8,0	0,0	19,8	10,4	1,2	60,6	0,331	970	1,83	530		
"Имберг"	Смоченная смесь	75	16,8	0,3	10,9	16,5	1,7	53,8	0,561	962	0,88	510		
		55	16,1	0,2	13,3	18,3	2,0	50,1	0,541	1086	0,99	547		
		30	12,8	0,2	17,8	17,1	1,9	50,2	0,463	1185	1,05	578		
"Кромат"	На 30 см уголь	5	6,7	0,1	25,8	14,4	1,5	51,5	0,345	1300	1,14	608		
		80	9,5	0,3	19,5	15,2	1,0	54,5	0,422	1129	0,99	568		
		60	11,0	0,1	20,5	17,5	1,0	50,1	0,447	1178	1,02	583		
"Кромат"	Буковые чурки, подсушенные	25	11,7	0,1	29,7	12,1	1,4	45,0	0,279	1352	1,15	635		
		15	12,2	0,1	17,9	13,7	1,6	54,5	0,411	1052	0,93	546		
		5	9,4	0,1	16,6	6,7	0,5	66,7	0,281	739	0,63	454		
"Кромат"	Буковые чурки, сырые	0	11,9	0,1	13,6	4,2	0,5	69,7	0,228	584	0,50	391		
		60	12,0	0,8	19,3	15,3	1,3	51,3	0,417	1255	1,19	573		
		40	11,4	0,5	18,7	15,3	1,3	52,7	0,427	1174	1,04	576		
"Кромат"	Буковые чурки, сырые	20	11,3	0,5	20,4	18,0	1,3	48,5	0,448	1286	1,15	598		
		10	9,2	0,3	24,0	17,8	1,1	47,6	0,414	1338	1,16	618		
		5	8,2	0,3	24,6	17,5	0,6	48,8	0,407	1308	1,13	614		
"Кромат"	Буковые чурки, сырые	60	16,0	0,8	11,9	19,2	1,5	50,6	0,575	1148	1,05	560		
		40	15,6	0,7	12,6	18,9	1,6	50,6	0,559	1150	1,05	561		
		20	14,8	0,6	14,0	19,8	1,0	49,8	0,562	1143	1,03	564		
"Кромат"	Буковые чурки, сырые	0	10,4	0,0	18,3	12,6	0,7	58,0	0,399	939	0,81	519		



Изменение состава газа при образовании сводов в генераторе и неравномерном проваливании дров

Условия испытания	Газогенератор	Дрова	Время взятия пробы мин.	Состав газа (в % по объему)							Нижшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Теоретически необходимое количество ство воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность заряда кал/м <sup>3</sup>
				CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> горючий газ			
Стенд	„Дейтц“	Буковые	12	8,7	0,2	20,1	12,0	2,3	56,7	0,35	1156	1,03	569
Стенд	„Имберг“	Буковые	20	10,0	0,2	18,5	12,7	1,6	57,0	0,38	1065	0,94	550
Стенд	„Кромаг“	Смесь	30	13,4	0,9	16,2	17,3	1,7	50,5	0,48	1268	1,15	589
Стенд	„Кромаг“	Еловые крупные	20	13,3	1,1	12,9	15,2	1,7	55,8	0,49	1156	1,07	558
			25	5,6	0,0	27,3	15,0	1,4	50,7	0,34	1331	1,14	623
			30	10,4	0,2	20,1	15,2	1,7	52,4	0,41	1185	1,05	578
			3	10,2	0,1	16,0	11,0	1,7	61,0	0,38	933	0,83	511
			10	11,5	0,3	22,5	18,8	2,5	44,4	0,43	1441	1,29	631
			25	9,8	0,2	21,4	17,2	1,8	49,6	0,42	1285	1,13	603
			30	9,6	0,3	21,6	18,9	1,9	47,7	0,44	1365	1,21	617
			15	12,0	0,1	14,7	10,9	0,4	61,0	0,42	780	0,67	467
			20	11,0	0,2	17,9	16,0	1,0	53,9	0,46	1081	0,94	557
			25	12,3	0,2	17,2	15,5	1,0	53,8	0,46	1046	0,91	548
			30	12,5	0,1	15,5	12,7	0,7	58,5	0,44	877	0,76	498
			37	13,5	0,2	14,4	14,3	0,7	56,9	0,48	906	0,80	503

## д) Влияние сорта топлива на состав газа

Состав газа меняется также в зависимости от сорта дров.

При определении годности топлива для газификации следует исходить прежде всего из характера угля, который можно получить из данного сорта дров.

Он должен быть твердым и не иметь пыли. Дрова, применяемые для газификации в генераторах (дуб, бук, береза, ель, сосна), дают в этом смысле совершенно разные результаты. Первые (дуб, бук, береза) более предпочтительны для газификации, так как образуют при сгорании мелкий твердый уголь с острыми иглами, в то время, как остальные дают легкий и мягкий уголь.

Из сосновых дров получаются, как правило, однородные, крупные куски угля, который легко истирается и дает много пыли. Более подходящими, чем ствол сосны, являются ее сучья.

Твердые породы (бук) образуют при сгорании в топливнике довольно равномерный, плотно лежащий слой угля, в то время как сосна дает крупные куски угля и много пыли. Газ проходит только в тех местах, где мало пыли (захватывая ее), после чего и эти проходы забиваются.

Активная площадь угля у твердых пород больше, чем у мягких, благодаря чему при применении последних требуется более высокая восстановительная зона.

Мощность при работе на сосне падает быстро, если не производить частых чисток газогенератора, или каким-нибудь другим способом не удалять пыль.

Величина кусков дров важна с точки зрения бесперебойного опускания топлива и отсутствия образования сводов.

Шарообразная форма кусков дров теоретически является более благоприятной, чем пластинчатая, причем чем мельче дрова, тем меньше опасность образования сводов. При слишком мелком топливе получаются мелкий уголь, много пыли, повышенное сопротивление в топливнике, благодаря чему оптимальной величиной дров надо считать размеры от спичечной коробки до величины кулака в соответствии с сортом топлива и конструкцией газогенератора.

В генераторах с окружной подачей воздуха может применяться более крупное топливо, чем при центральной подаче, причем размеры важны не только с точки зрения опускания топлива, но и образования угля. При слишком больших кусках дров получается недостаточно времени для равномерного прохождения процесса сухой перегонки, благодаря чему может нарушиться нормальный процесс в газогенераторе и образуется смола.

Зависимость качества газа от величины размеров кусков твердого топлива незначительна. Опыты ВНИДИ на эту тему опровергают приведенную выше (весьма распространенную) точку зрения, что в качестве топлива для автотракторных газогенераторов должны служить мелкие куски его. Данные табл. 25 показывают, что в процессе опытов средние цифры калорийности не имеют значительных и закономерных изменений в зависимости от размеров кусков древесины.

Рекомендуемые опытами ВНИДИ размеры кусков 30×30×30 мм и 40×40×40 мм почти совпадают с принятыми как в практике рабо-



ты на наших газогенераторах, так и в заграничной практике эксплуатации газогенераторных установок.

Таблица 25

Влияние размеров применяемых дров на состав газа

№ п/п.	Объект наблюдения	Древесное топливо		
		80 × 80 × 80 мм	50 × 50 × 80 мм	25 × 25 × 80 мм
1	Содержание окиси углерода (CO) в %	14—15	13—14	18—19
2	Содержание водорода (H <sub>2</sub> ) в %	13—14	13—14	14—15
3	Содержание метана (CH <sub>4</sub> ) в %	2,0—2,5	2,0—2,5	2,0—2,5
4	Теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	1000	950	1100
5	Предельная теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	1250	1250	1250

е) Влажность дров

Приведенные в табл. 26 и на рис. 37 средние цифры анализов газа, полученного из дров разной влажности, подтверждают выводы о влиянии влажности на состав газа. Даже величина константы равновесия водяного газа соответствует практическим результатам; с повышением влажности повышается содержание водорода и углекислоты до определенного максимума, после чего оно падает.

Теплотворные способности газа и смеси с повышением влажности падают равномерно.

Надо отметить, что влияние влажности в разных источниках трактуется по-разному. В то время как Бенито Докторике и проф. Дюпон предпочитают безводные сухие дрова, другие авторы (как Б. Х. Фелькель и В. Мальхедек) считают, что изменение влажности в пределах 10% не влияет на содержание водорода в генерируемом газе. Финкбейнер считает, что максимальную мощность дают дрова влажностью в 13%.

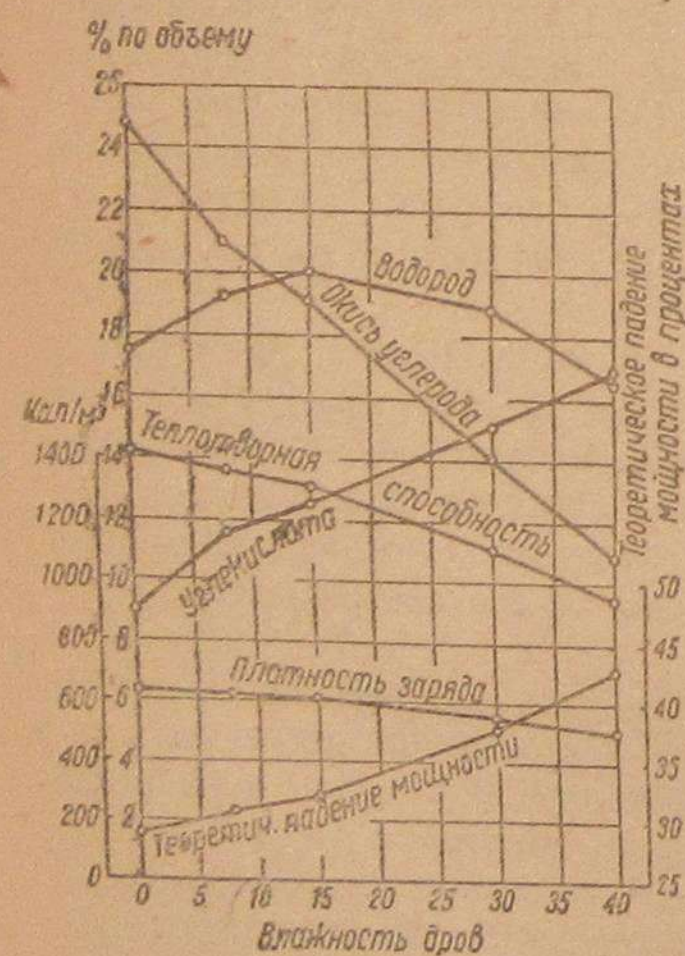


Рис. 37. Состав и качества газа при применении дров различной влажности.

Таблица 26

Средний состав качества газа, полученного из дров разной влажности (генератор „Имберт“, смесь дров)

Влажность дров минус конденсационная вода в %	0	8	15	30	40
Средний состав сухого газа в % по объему:					
CO <sub>2</sub>	9,0	11,6	12,6	15,1	16,9
C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
CO	24,8	21,0	19,2	14,1	10,9
H <sub>2</sub>	17,5	19,2	20,0	18,9	16,5
CH <sub>4</sub>	2,1	2,3	2,1	1,8	1,8
N <sub>2</sub>	46,4	46,5	45,9	49,9	53,7
Выход газа с 1 м <sup>3</sup> безводных дров	2,56	2,62	2,70	2,94	3,09
Паросодержание газа* в г/м <sup>3</sup>	34	49	7,1	148	229
Объемный процент влажности газа	4,1	5,7	8,3	12,5	22,2
Точка росы при давлении 700 мм	2,8	35	40 <sup>1/2</sup>	53 <sup>1/2</sup>	61
Точка росы при давлении 600 мм	25 <sup>1/2</sup>	31	37 <sup>1/2</sup>	50	57
$\frac{(CO) \cdot (H_2O)}{(CO_2) \cdot (H_2)}$ = постоянная равновесия водяного газа	0,68	0,51	0,58	0,52	0,68
Теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	1422	1367	1316	1107	949
Теоретически необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	1,25	1,22	1,18	1,00	0,87
Плотность заряда кал/м <sup>3</sup>	632	615	604	552	509
Теоретическая потеря мощности	29,0	30,9	32,2	38,0	42,9

Д-р Хюрлиман в своем докладе об итогах альпийских испытаний 1936 г. заявил, что он получил лучшие результаты с дровами средней влажности, чем с очень сильно подсушенными.

При загрузке влажных дров после выжига газ понижает свою теплотворную способность (таб. 27).

Таблица 27

Изменение состава газа после догрузки горячего генератора

Время взятия пробы после отправления	Состав газа (в % по объему)							Низшая теплотворная способность кал/м <sup>3</sup>	Теоретически необходимое количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	Плотность заряда кал/м <sup>3</sup>
	CO <sub>2</sub>	C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	$\frac{H_2}{\text{горючий газ}}$			
1/2	16,6	0,3	9,2	10,9	1,3	61,7	0,50	732	0,67	438
21/2	15,3	0,2	13,5	15,4	1,2	54,4	0,51	950	0,85	515
12	15,2	0,3	14,6	16,0	2,0	51,9	0,59	1086	0,98	547
22	12,2	0,3	18,3	16,1	0,9	52,2	0,40	1103	0,97	561
32	12,2	0,3	18,5	16,5	1,7	51,8	0,45	1193	1,06	578
	12,5	0,2	19,0	18,4	1,6	48,3	0,47	1227	1,08	590

\* Паросодержание воздуха равно нулю.



ж) Влияние величины отбора и условий загрузки на состав газа

На состав газа в большей мере влияет величина отбора. Состав газа, полученного в легких генераторах при полной нагрузке, лучше, чем при холостых оборотах. Имеет влияние не только величина отбора в данную минуту, но и время от последней загрузки, после которой этот отбор осуществляется, так как подсушка может быть очень разнообразна. При меняющемся или повышенном режиме дрова, естественно, хорошо подсушиваются, при постоянно малом отборе подсушиваются слабо. Состав газа сильно меняется от количества продуктов сухой перегонки и паров, попадающих в топливник. Если после продолжительного малого отбора последует период большой нагрузки газогенератора, то первое время газ будет беден продуктами сухой перегонки, а затем будет иметь, наоборот, повышенное содержание их, так как их будет больше, чем при равномерном отборе, ввиду интенсивной подсушки. В обратном же случае, если после большого отбора следует период малого отбора, то газ первое время богат продуктами сухой перегонки, благодаря этому получается повышенная теплотворная способность. При работе же на постоянном режиме с большим отбором газ будет иметь большее содержание окиси углерода, так как дрова будут хорошо просушены уже в течение первых 5—10 мин. работы.

Мы классифицируем конструкции газогенераторов по способу подачи в них воздуха:

- 1) газогенераторы с окружной подачей воздуха,
- 2) газогенераторы с центральной подачей воздуха,
- 3) газогенераторы с центральной и окружной подачей воздуха (комбинированные).

На рис. 38—70 представлен ряд известных систем существующих газогенераторов. Часто газогенераторы классифицируют и по другим признакам: по числу кожухов, высоте, отбору газа, наличию или отсутствию отбора конденсата, наличию или отсутствию колосников, в зависимости от конструкции топливника (с обмуровкой или цельнометаллический) и т. д. Первое, о чем приходится заботиться при проектировании и изготовлении дровяных транспортных газогенераторов, — это сужение зоны горения и сечений топливника в целях получения необходимых температур, потребных для разложения смол и хорошего газообразования. При газогенераторах с центральной подачей воздуха получается наиболее благоприятное расположение входа воздуха в топливник, который книзу сужается.

В конструкциях Имберта зона восстановления расположена вокруг топливника, что содействует уменьшению напряжений. Также и у Кродачей воздуха по окружности имеется наибольшая опасность получения холодных мест. Благодаря большому сужению и специальной (двойной и известной в Европе газогенератор. Усовершенствование этой системы заключается в подборе соответствующих материалов или в конструктивных мероприятиях, направленных к уничтожению тепловых напряжений без изменения основных принципов работы (например новый „Хердрих“, рис. 41).

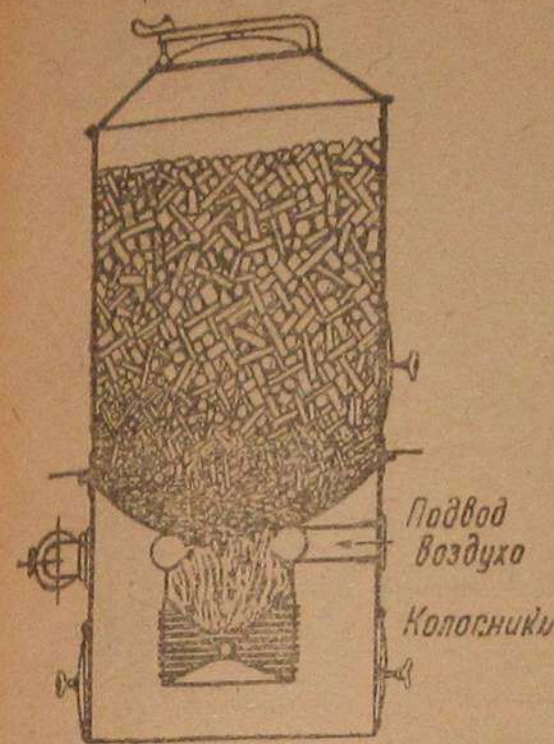


Рис. 38. Газогенератор „Берлие“ с колосниками и нижним отбором газа.

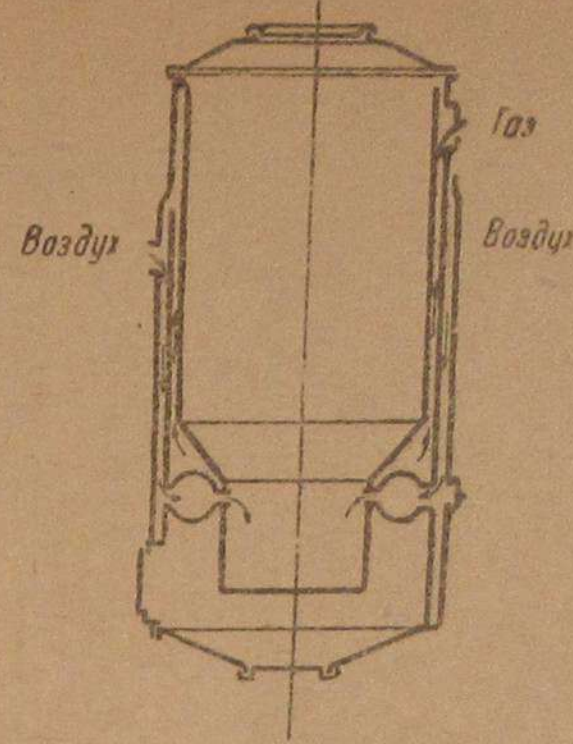


Рис. 39. Газогенератор „Берлие“ без колосниковой решетки с верхним отбором газа.

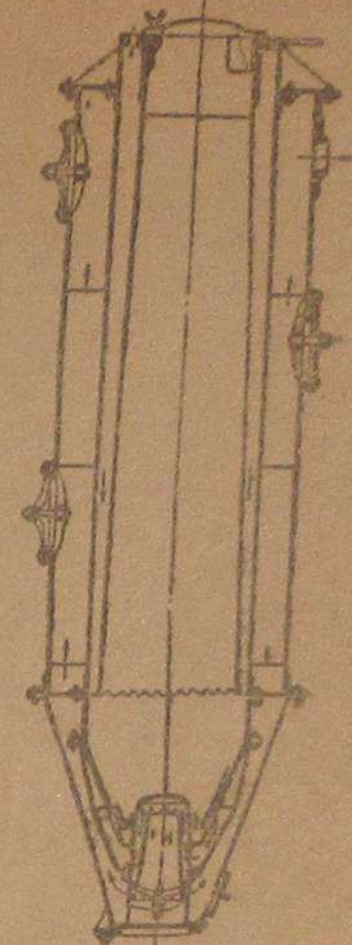


Рис. 40. Газогенератор „Компаунд“.

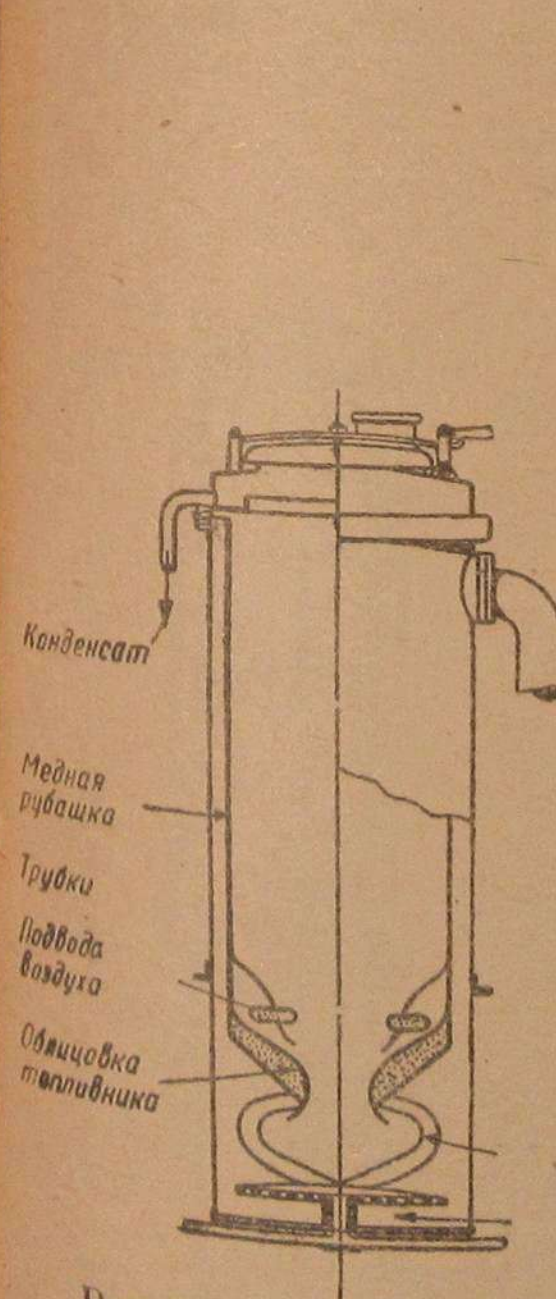


Рис. 41. Газогенератор „Хердрих“.

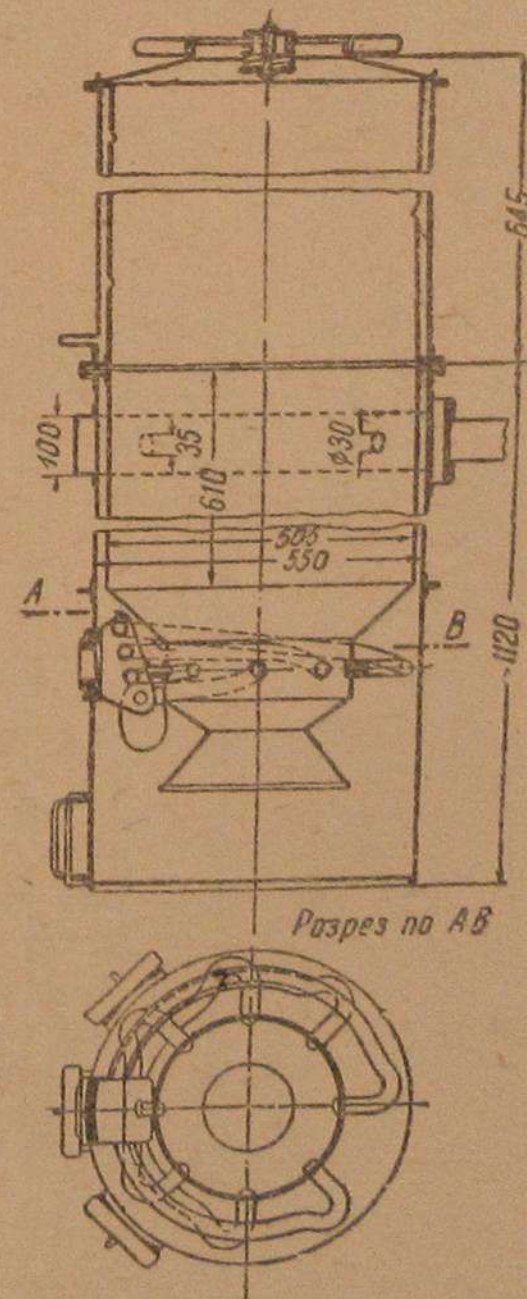


Рис. 42. Газогенератор „Имберт“ (топливник с 5 форсунками).

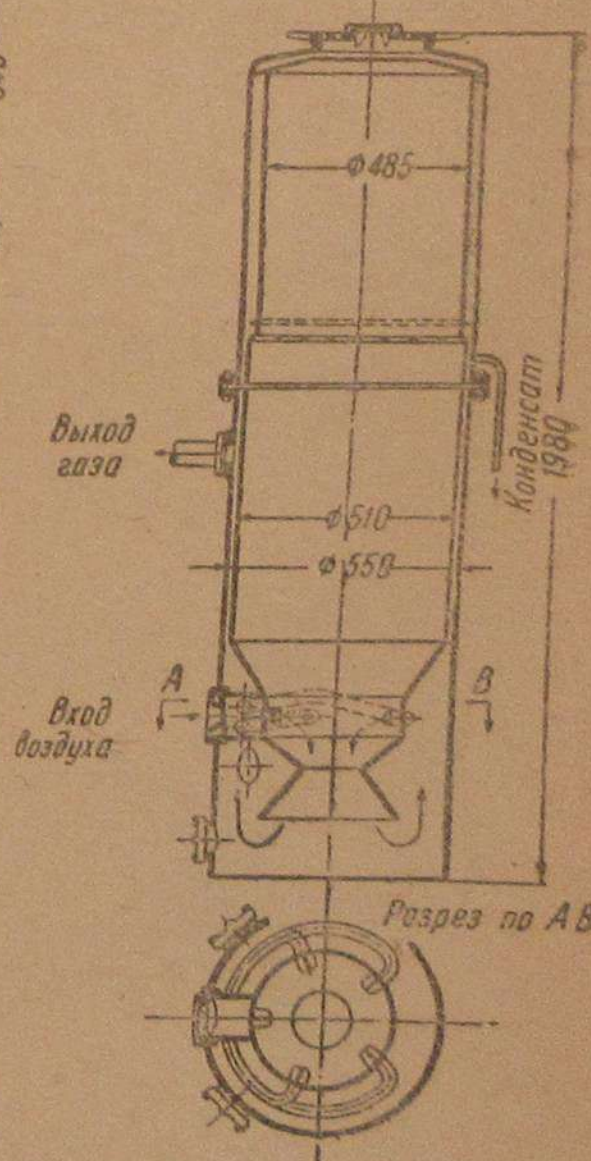


Рис. 43. Газогенератор „Имберт“ (топливник с 7 форсунками).



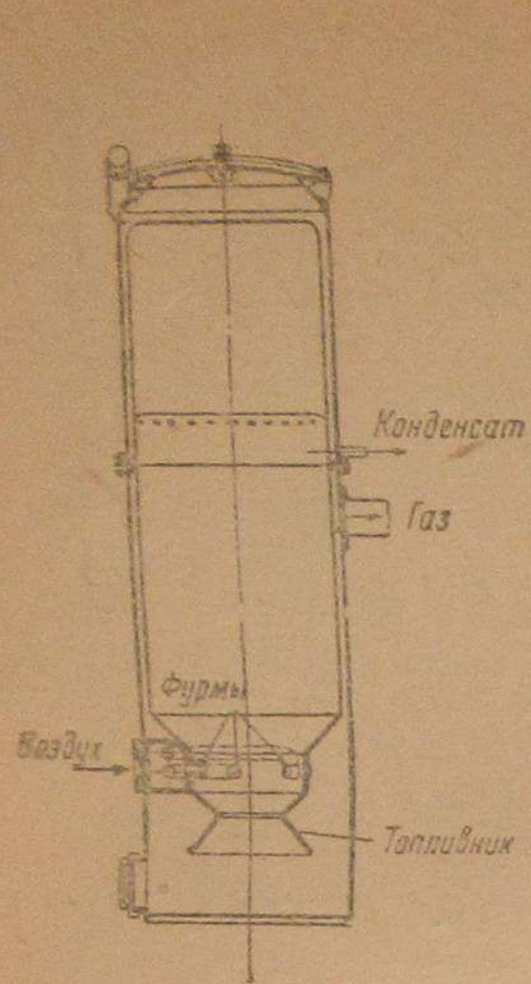


Рис. 44. Газогенератор «Имберт».

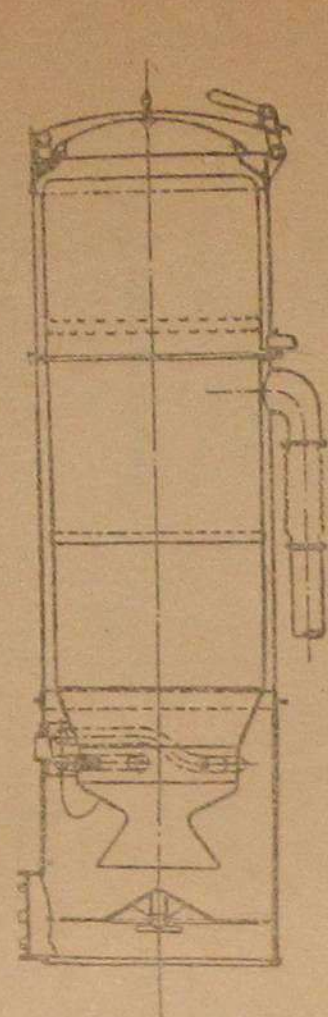


Рис. 45. Газогенератор «Имберт» (швейцарская модель).

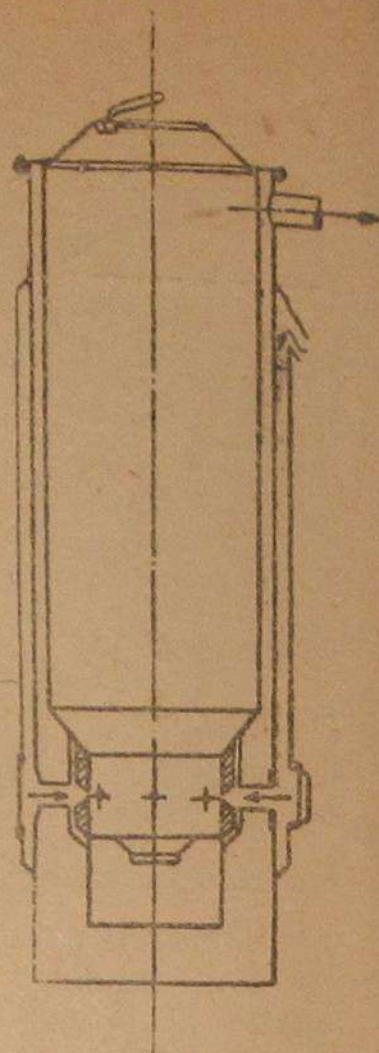


Рис. 46. Газогенератор «Имберт-Отсо».

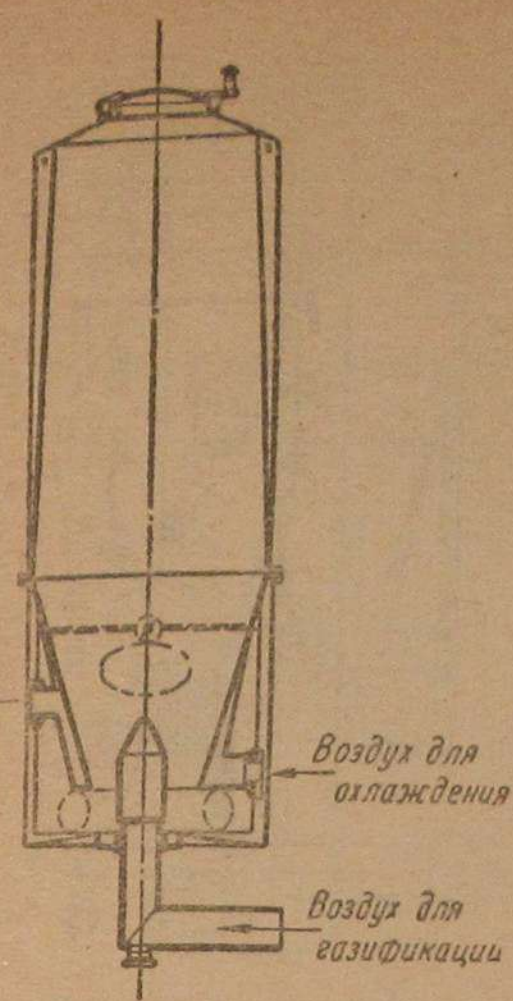


Рис. 50. Газогенератор «Альштром».

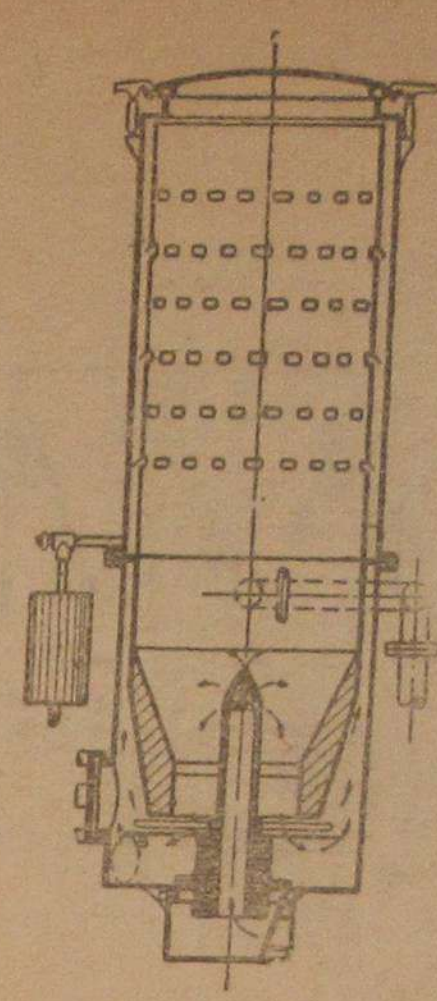


Рис. 51. Газогенератор «Ама».

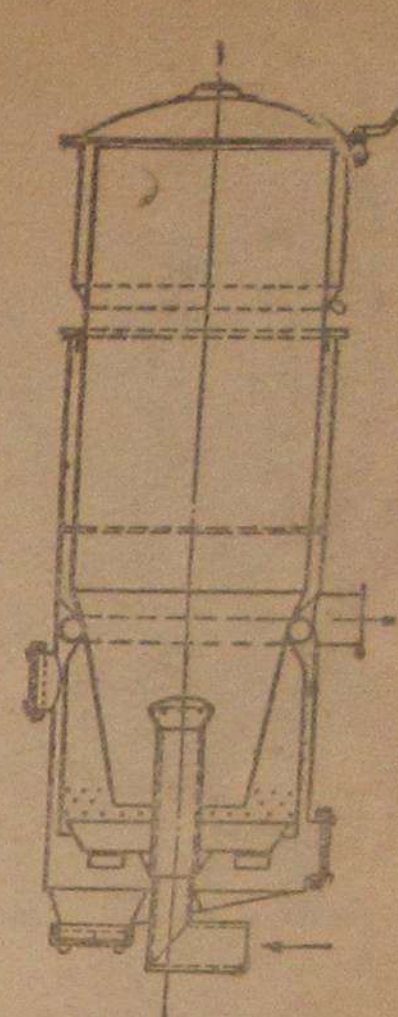


Рис. 52. Газогенератор «Бульгаз».

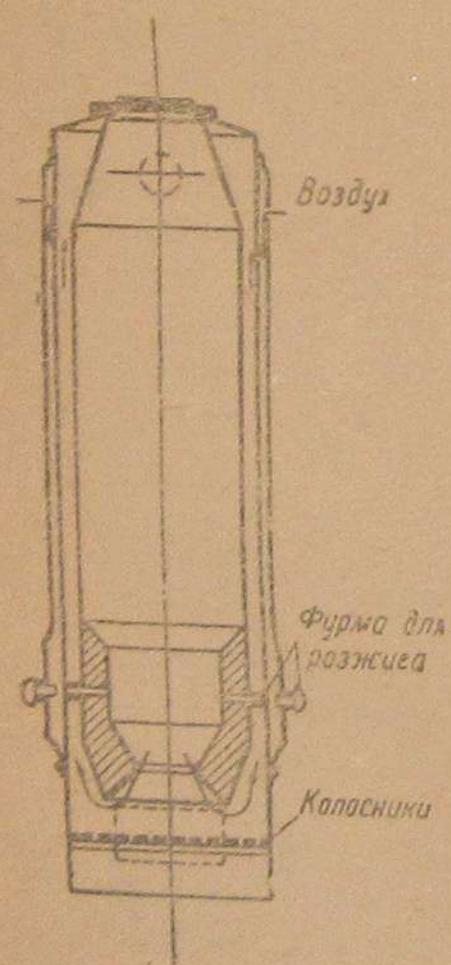


Рис. 47. Газогенератор «Видегрен».

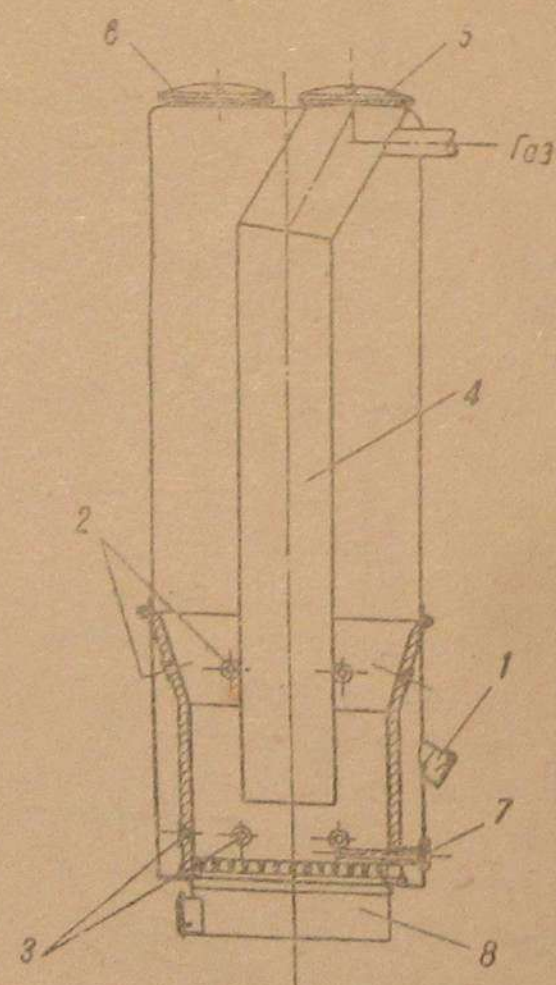


Рис. 48. Газогенератор «Браудт».

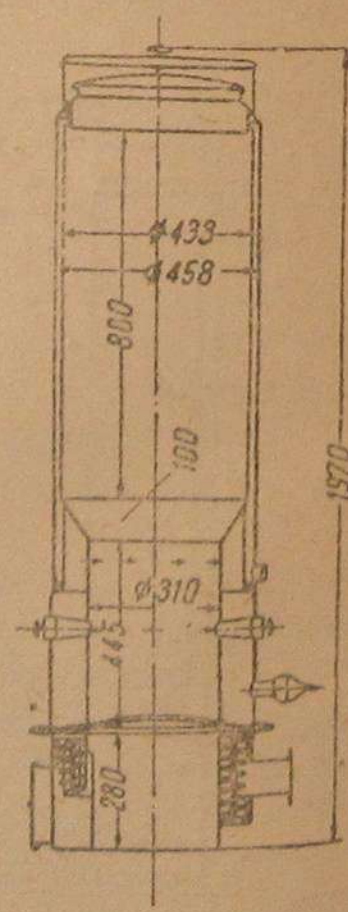


Рис. 49. Газогенератор «Сагам» (тип С2).

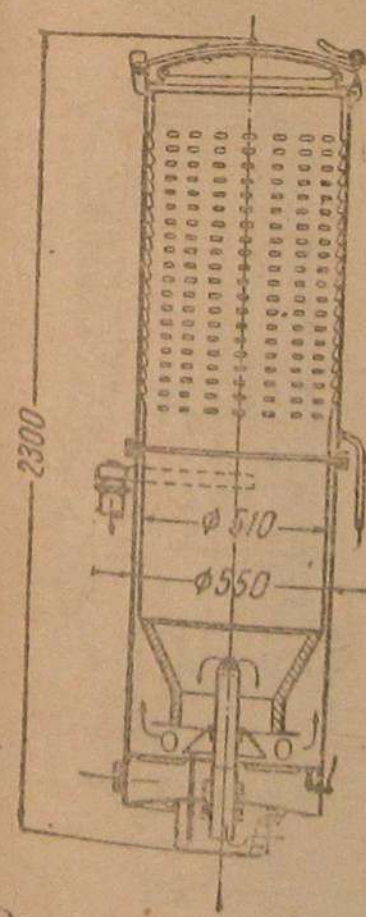


Рис. 53. Газогенератор «Дейтц» (Хумбольдт).

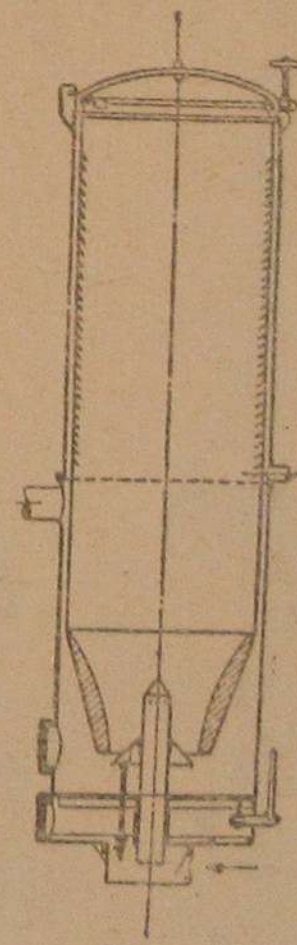


Рис. 54. Газогенератор «Дейтц» (модернизированная модель).

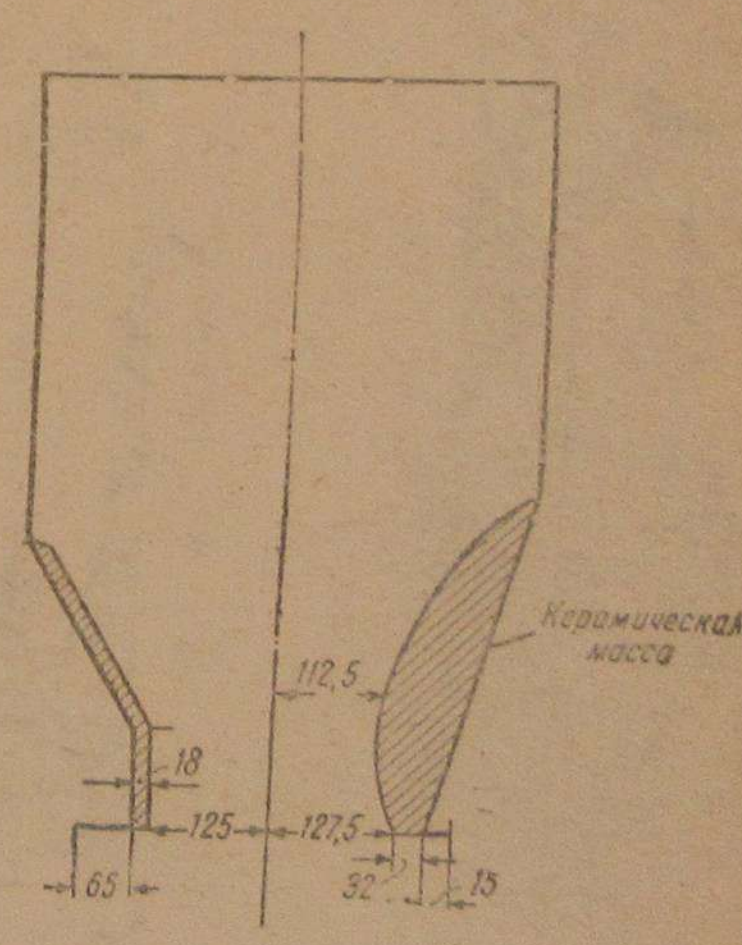


Рис. 55. Газогенератор «Дейтц». Сравнение моделей топливников, показанных на рис. 53 и 54.



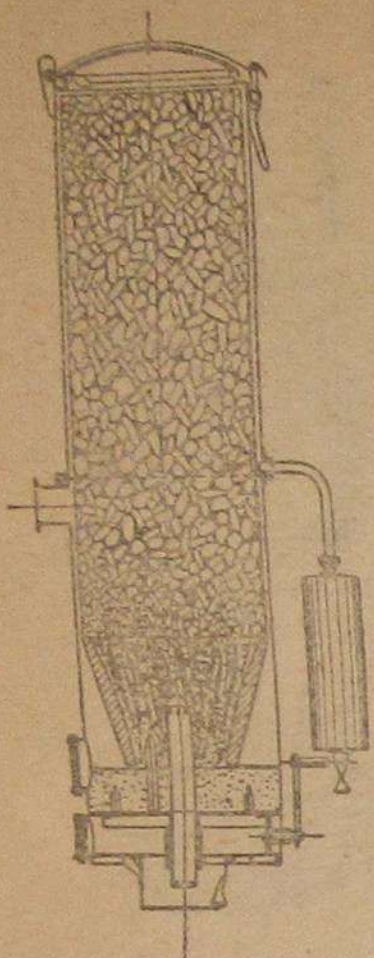


Рис. 56. Газогенератор „Хумбольдт-Дейтц“ (новая модель).

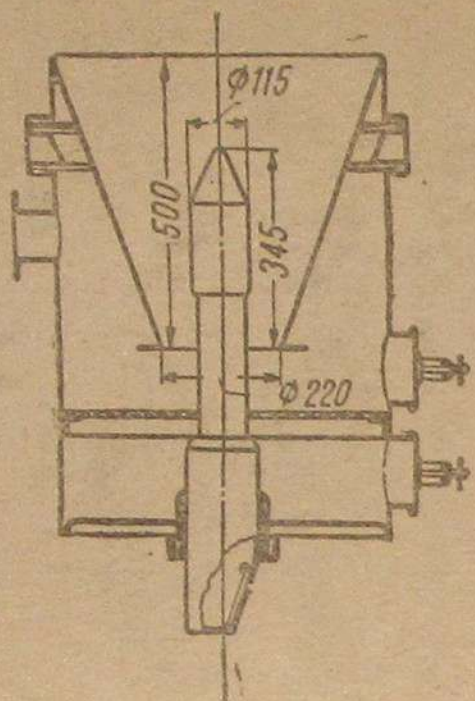


Рис. 57. Газогенератор „Фрамо“.

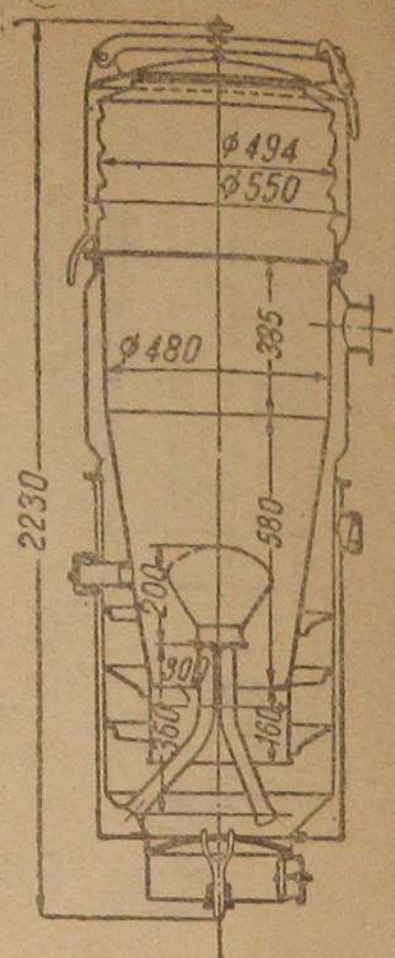


Рис. 58. Газогенератор „Кромаг“ (тип СЗ).

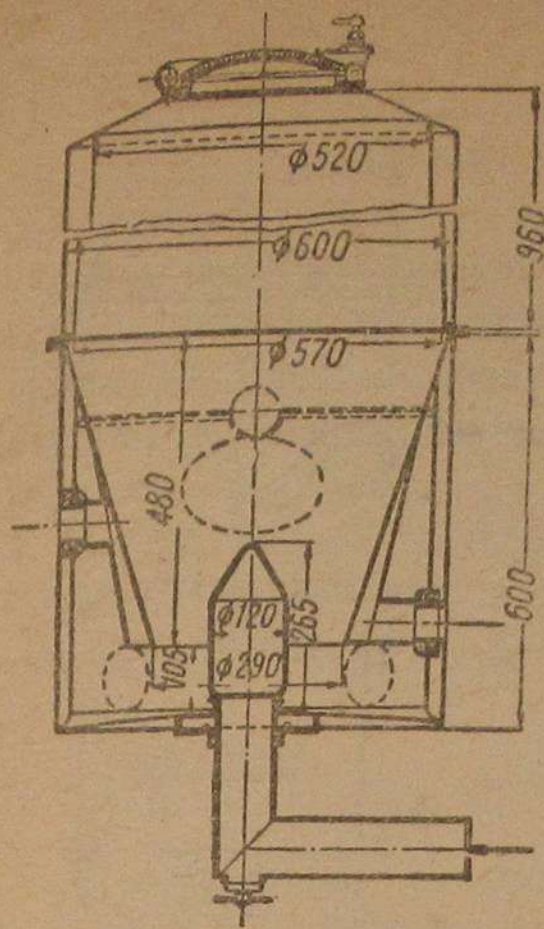


Рис. 62. Газогенератор „Обербехсбахер“.

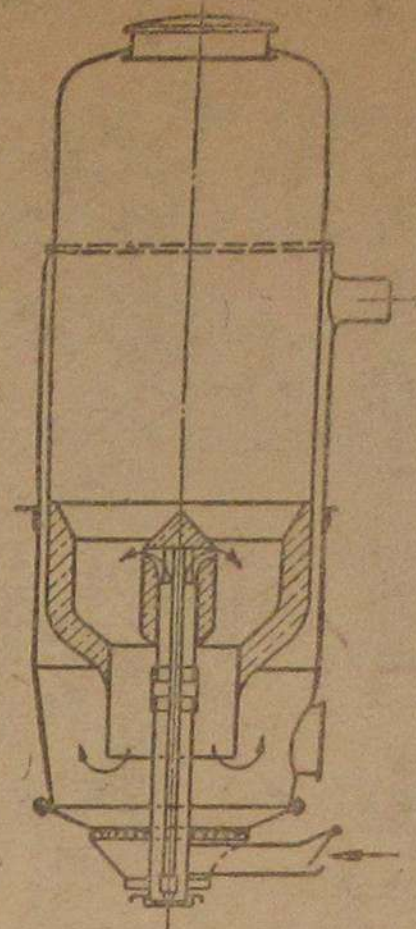


Рис. 63. Газогенератор „Менк-Пиррунг“.

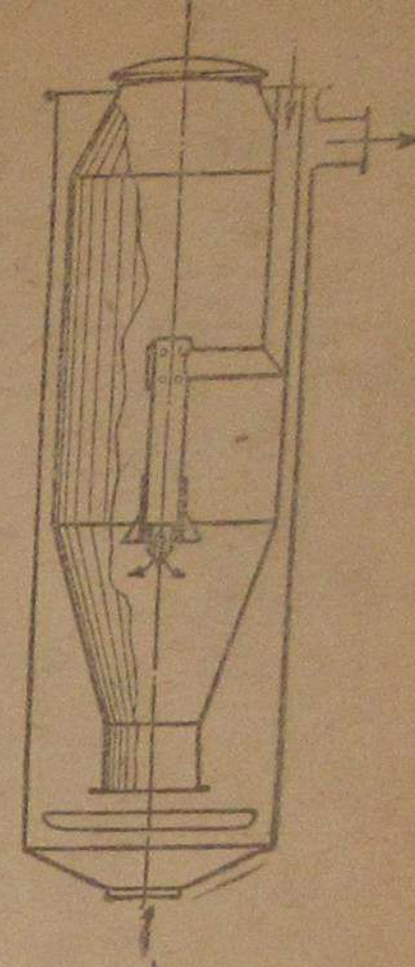


Рис. 64. Газогенератор „Витковитц“.

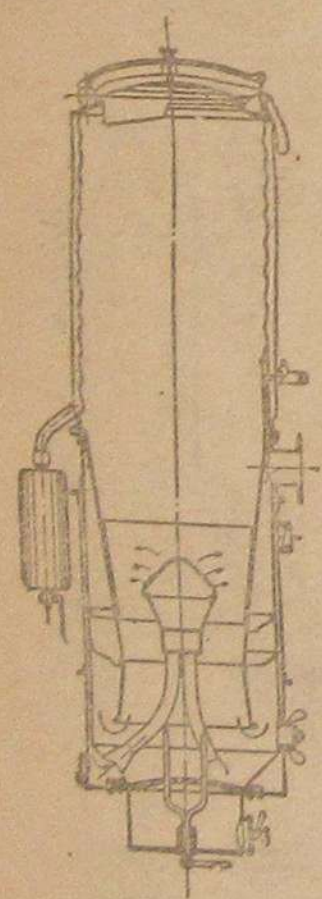


Рис. 59. Газогенератор „Кромаг“ (новая модель).

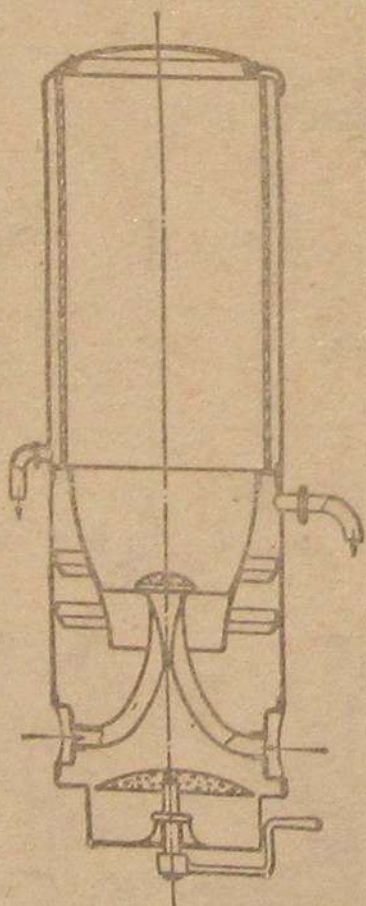


Рис. 60. Газогенератор „Кромаг“ (модель с двумя кожухами и без подогрева воздуха).

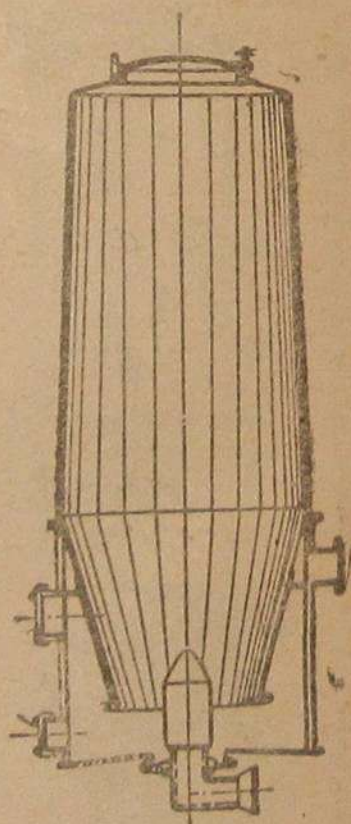


Рис. 61. Газогенератор „Менк-Гамброк“.

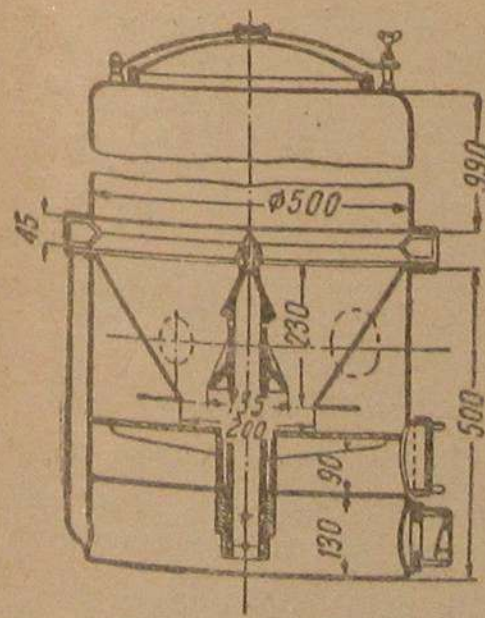


Рис. 65. Газогенератор „Хумбольдт-Дейтц“ (тип КУЗ).

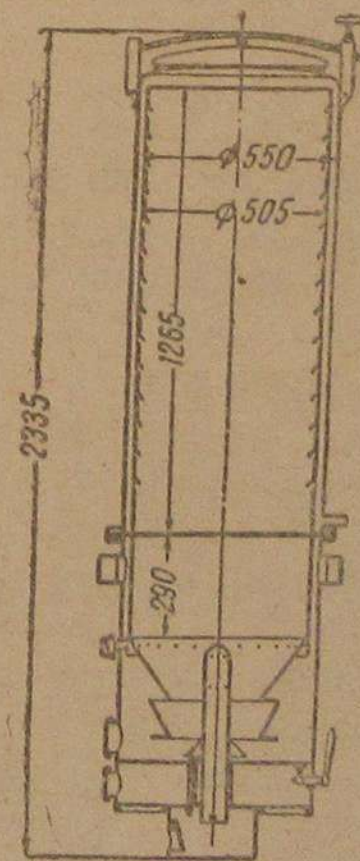


Рис. 66. Газогенератор „Хумбольдт-Дейтц“ (тип КЦ).

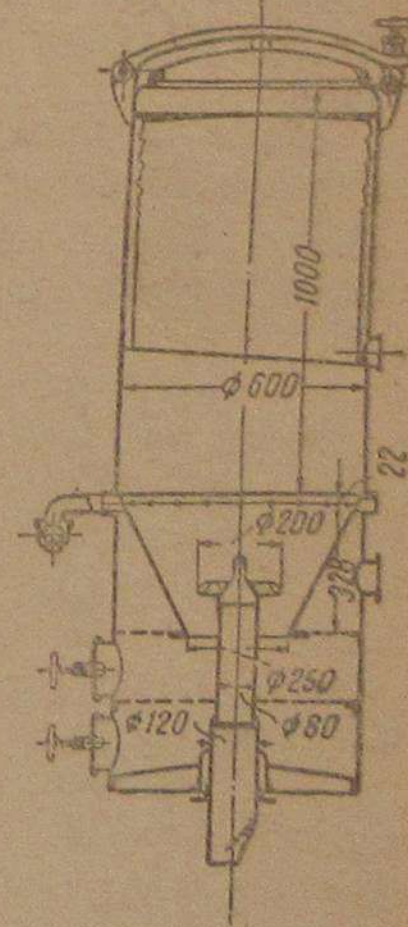


Рис. 67. Газогенератор „Фрамо“.



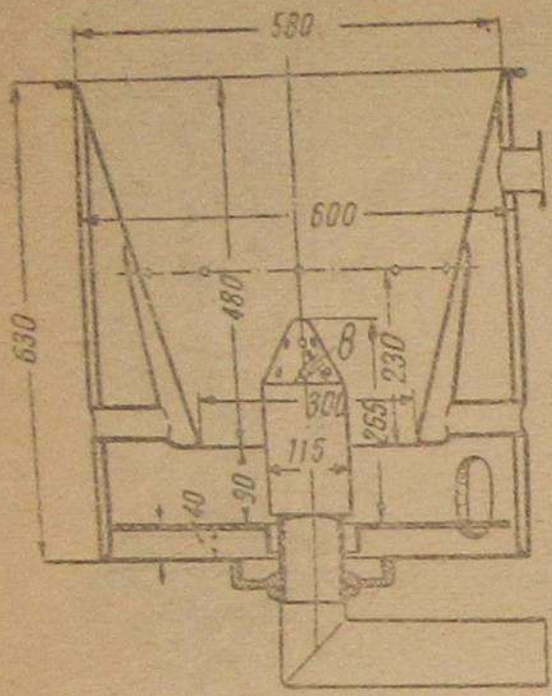


Рис. 68. Газогенератор „Обер-  
бехсбахер“ (новая модель тип  
Гд).

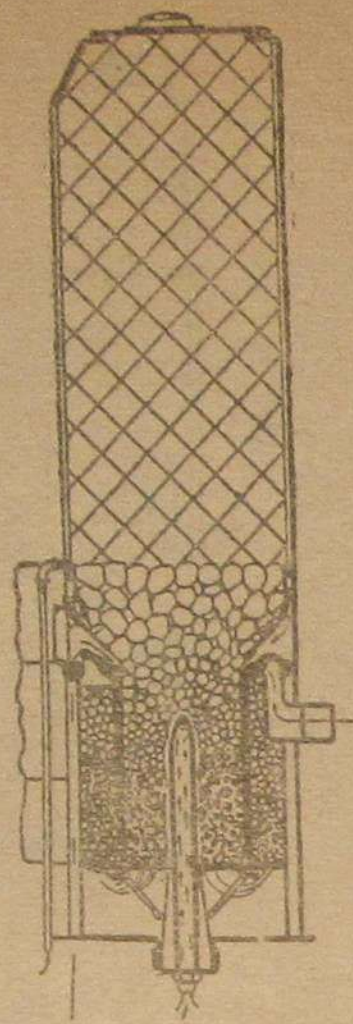


Рис. 69. Газогене-  
ратор „Супрагаз“.

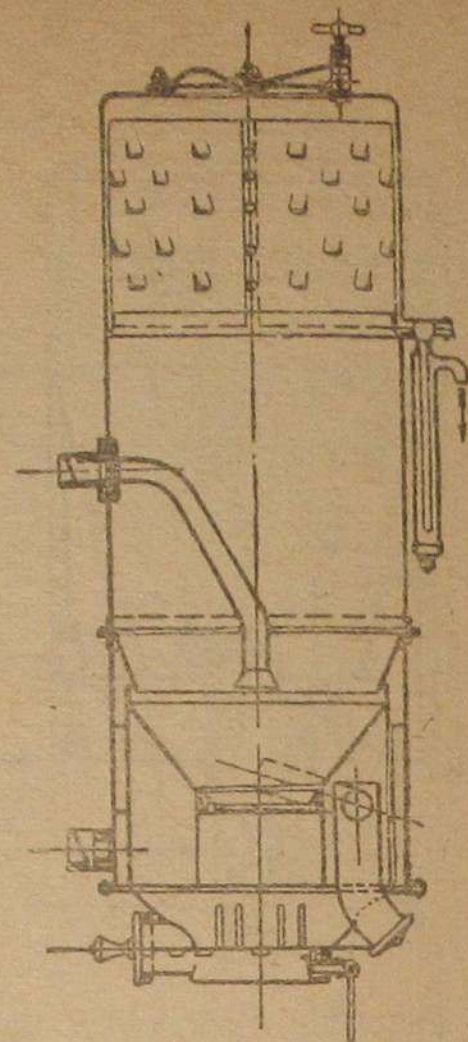


Рис. 70. Газогенератор  
„Оренштейн и Коппель“.

При центральной подаче газа возможность получения холодных участков в газогенераторе значительно меньше. Образование смол может быть предотвращено правильным выбором расположения сопел для входа воздуха и сечений зоны горения. Однако при этой системе крупные дрова легко создают своды топлива и неплотную массу угля в топливнике.

Разные системы имеют существенные отличия в отношении формы центрального сопла и сечения топливника. К газогенераторам с центральной подачей воздуха также ставятся высокие требования в отношении качеств материалов сопла и топливника.

Газогенераторы с центральной подачей воздуха приспособляются к разным отборам газа с помощью изменения сечений и вертикальных перемещений сопла. В свое время были попытки изготовления конструкций газогенераторов с комбинированной подачей воздуха (по окружности и центральной), в целях получения равномерного прогрева топливника. Но от них в дальнейшем отказались, потому что при правильном подборе размеров топливника при центральной подаче имеется полная возможность получить газ без смол, а поэтому комбинированная система является мало оправданным усложнением конструкции.

В этой связи следует указать еще на конструкцию генератора „Супрагаз“ (рис. 69), у которого при стоянках для улучшения процесса образования газа через центральное сопло вводится добавочный воздух. Мало вероятно, чтобы этим была достигнута цель, так как можно ожидать, что будет израсходовано очень много угля и в зону горения будет поступать плохо подготовленное топливо, что может быть причи-

ной образования смол и неравномерной работы (изменяющегося состава газа).

Тем не менее за последнее время получены некоторые хорошие результаты при комбинированной подаче воздуха, причем центральное сопло подводилось в газогенератор сверху — конструкции газогенератора „Оренштейн и Коппель“<sup>1</sup>.

Дровяные газогенераторы, как правило, выполняются на основе нескольких кожухов, благодаря чему образуются круглые кольцевые пространства. Исключением являются газогенераторы „Компаунд“, „Супрагаз“ и „Видегрен“.

Современный газогенератор состоит в основном из следующих частей: а) бункера для топлива, б) топливника, в) зоны подвода воздуха, г) зоны отбора газа, д) зольника и колосниковых решеток.

#### а) Бункер для топлива

Как правило, бункер — круглый в верхней части (зона подсушки), и только в некоторых конструкциях имеется книзу расширение на конус („Альштром“, „Компаунд“, „Менк“ и „Обербехсбахер“).

Большая часть конструкций имеет отбор конденсата, для чего устанавливается еще один кожух с отверстиями внутри для осуществления циркуляции газов.

У газогенератора „Имберт“ во внутреннем кожухе имеются один или два ряда отверстий в то время, как у генераторов „Дейтц“ и „Кромаг“ вся поверхность покрыта отверстиями.

Продукты сухой перегонки имеют сильно корродирующее воздействие на кожухи, так как (табл. 28 и 29) содержат от 2 до 10% органических кислот. Поэтому применяется ряд способов защиты от коррозии, как-то: покрытие краской, эмалью, металлические покрытия или употребление утолщенного материала. Наиболее верный и самый дорогой способ — это употребление кислотоупорных материалов, главным образом красной меди и нержавеющей стали.

При применении нескольких металлов нужно следить за тем, чтобы они непосредственно не соприкасались, так как в противном случае получается гальваническая пара.

Важной частью газогенератора является крышка, которая должна плотно закрывать бункер. При неплотностях в крышке возникает опасность поднятия зоны горения, благодаря чему нарушится нормальная работа газогенератора и могут получаться взрывы. При остановке мотора через неплотную крышку просачиваются наружу продукты сухой перегонки, газы и пары смолы.

Крышки, как правило, устроены так, что они могут работать как предохранительные клапаны (или же они имеют клапаны), благодаря чему при повышении давления газ выпускается, а кожух не деформируется. На последних моделях крышка прижимается отрегулированной пружиной. Когда давление превышает силу пружины, то крышка приподнимается и давление выравнивается.

<sup>1</sup> Финкбейнер в „VDI“, т. 78, 1935.



## Анализы проб конденсационной воды, взятых на газогенераторе „Имберт“

	Конденсационная вода, полученная при газификации		
	влажных еловых дров	сухих дубовых дров	буковых дров
Внешний вид	Светлокоричневая жидкость с небольшим количеством черных смолистых продуктов	Темнокоричневая жидкость с небольшим количеством черных смолистых продуктов	То же, что и от дубовых дров
Содержание	г/л	г/л	г/л
Окись железа FeO <sub>3</sub> . . . . .	1,07	3,16	—
Окись кальция CaO . . . . .	0,04	0,04	—
Всего золы . . . . .	1,11	3,20	—
Аммиак NH <sub>3</sub> . . . . .	0,03	0,07	—
Органические кислоты (главным образом уксусная кислота) . . . . .	—	—	—
Всего . . . . .	24,8	53,2	—
Кислота, связанная с металлом . . . . .	2,5	7,2	—
Свободные кислоты . . . . .	22,3	46,0	107,6

Переход от бункера к суженному сечению топливника образует зону сухой перегонки, стенка которой, как правило, книзу сужается.

Таблица 29

## Анализ безводных органических составляющих в конденсате, полученном в газогенераторе „Имберт“

Содержание	г/л
Уксусная кислота . . . . .	69
Муравьиная кислота . . . . .	29
Уксусный альдегид . . . . .	35
Муравьиный альдегид . . . . .	14

Если конус плохо подобран и не соответствует углу схода топлива, то получается опасность образования сводов.

Нижняя часть внутреннего бункера по большей части ни с чем не соединена и переходит в топливник. Так как бункер и в этой части тоже подвержен действию кислот, то он должен иметь защиту. Наибольшая опасность разъедания наблюдается в месте стыка фланцев, так как

здесь начинается процесс конденсации (ниже кожух уже сильнее подогрет отбираемыми газами).

Коррозия усиливается в местах стыка разных материалов (например угольник и лист кожуха), которые благодаря разнице в толщине стенки не могут быть хорошо проварены. В новых конструкциях нижнюю часть внутреннего кожуха выполняют или из одного куска нержавеющей стали (или меди), или делается медная облицовка. Неплохой защитой является толстостенный отбортованный лист. При всех этих мероприятиях не должен быть нарушен отвод тепла, так как это может вызвать образование смолы.

Очень важно, чтобы внутренний кожух не разъедался, так как в противном случае продукты сухой перегонки попадут с отсасываемым газом в мотор, что вызовет быстрое засмоление мотора и необходимость в дорогостоящем ремонте.

## б) Топливник

Основным требованием, предъявляемым к топливнику, является полное разложение в нем смол. При всех режимах должна быть достаточно высокая и достаточно горячая зона, обеспечивающая полное разложение смол и кислот.

Воздух должен быть так подведен, чтобы он распределялся по всему сечению и не оставлял холодных мест, для чего воздуху сообщается большая скорость (порядка 40 м/сек при полной нагрузке), а топливник в плоскости подвода воздуха сильно сужается.

У большинства конструкций за фурменным поясом топливника следует еще одно сужение с тем, чтобы при холостом ходе не образовалось холодного места или кольца.

По Бреннеру<sup>1</sup>, напряженность, т. е. количество килограммов сжигаемых дров в 1 час на 1 м<sup>2</sup> самого узкого сечения должна равняться 1100 кг/м<sup>2</sup>/час для того, чтобы смолы были разложены. И. Ордоди<sup>2</sup> считает, что скорость газа, рассчитанная при 0° С и давлении в 760 мм ртутного столба при нормально нагруженном газогенераторе в самом узком сечении (не заполненном), должна быть порядка 0,5 м/сек и не более 0,7 м/сек.

Бенито Докторикс<sup>3</sup> дает следующие указания по расчету размеров топливника: „Сечение очага должно равняться при 30 л. с. 45 см<sup>2</sup> на 1 л. с. При большей мощности сечение может увеличиваться на столько же процентов, во сколько мощность больше 30 л. с.

Объем зоны горения при мощности в 30 л. с. должен быть:

Вес дров в г	Сорт топлива	Объем в л на 1 л. с.
225	Твердые породы	5,9
125	Твердые породы	3,0
50	Твердые породы	1,2
200	Мягкие породы	3,0

<sup>1</sup> „Landwirtschaftliche Zeitschrift“, 1935, № 7, стр. 105.

<sup>2</sup> „L'energia termica“, Милан, 1936, стр. 316.

<sup>3</sup> В. Doctorics. Sauggasmachinen (Gaserzeuger u. Kraftanlagen).



Для больших мощностей зона горения должна быть меньше пропорционально сечению у колосников.

Высота камеры горения должна быть не меньше 85% диаметра камеры. Объем запаса должен равняться 1,4 объема камеры горения.

Чтобы поддерживать высокую температуру топливника, воздух, как правило, подвергается подогреву. В швейцарском варианте генератора „Имберт“ (рис. 45) наружный кожух на высоте зоны раскаленного угля изолирован от атмосферы (рис. 46).

Сужение сечения связано с повышением сопротивления и нагрузок на материал. Поэтому диаметр суженного места надо делать как можно больше, так как это определяет сроки службы газогенератора и повышает максимальную мощность.

Для перехода продуктов горения и сухой перегонки в горючие газы нужна достаточно высокая зона восстановления. Если же она слишком высока, то может случиться, что благодаря временным повышенным расходам угля еще не обуглившиеся дрова опустятся вниз и нарушат процесс нормального газообразования.

При высокой зоне восстановления получают низкие конечные температуры газа, большее содержание в газе углекислоты и пониженное содержание окиси углерода, но соответственно с этим растет содержание водорода и остается меньше неразложенных паров воды. С повышением зоны восстановления повышается и сопротивление, так как уголь может быть очень мелким.

Увеличение зоны горения и восстановления уменьшит объем бункера, так как транспортный газогенератор ограничен определенными габаритами.

Топливник подвержен высоким неравномерным температурам, и поэтому материал его, находящийся в очень тяжелых условиях работы, должен подбираться особо внимательно. Могут применяться только очень стойкие металлы или огнеупоры.

#### в) Зона подвода воздуха

На всех зарекомендовавших себя конструкциях газогенераторов в местах входа воздуха имеются один или несколько обратных клапанов, которые закрываются под влиянием собственного веса при остановках мотора.

Воздух, как правило, подогревается при центральной подаче посредством нагрева сопла раскаленным углем, а при окружной подаче — выходящими газами.

Детали механизма подачи воздуха подвержены также высоким температурным напряжениям, и в этой области нередко встречаются дефекты.

#### г) Зона отбора газов

Как правило, газ отбирается не в нижней части, а уже после изменения направления на 180° на разной высоте газогенератора, а именно — в верхней части („Хердрих“, „Имберт“ ЗИС-13, Г-14, „Берлие“, „Видегрен“, „Витковитц“, „Компаунд“ и т. д.); в средней части („Дейтц“, „Имберт“, „Вествагон“, „Кромаг“) и внизу (у старых моделей „Дейтц“, „Сагам“, „Оренштейн и Коппель“).

При отборе газа в верхней части газогенератора часть тепла передается топливу, отчего повышаются коэффициент полезного действия газогенератора и мощность мотора.

Обычно газ отбирается через одно или два диаметрально противоположных отверстия. При нормальной работе во втором случае можно рассчитывать на более равномерное прохождение газа и тепловое напряжение топливника.

Опасность забивания одного из отверстий имеется в том случае, когда отверстия расположены несимметрично по отношению к патрубку отбора газа.

Так как газопровод время от времени должен прочищаться, а один из проходов забивается, то проф. Шленфер и Тоблер например считают, что бесполезно иметь два отверстия отбора газа. Они установили на газогенераторе „Дейтц“ с отбором газа посредством коллектора лучшую подготовку топлива, чем при отборе через одно отверстие. Результаты были приведены выше в табл. 1 и 2.

„Тем не менее при одностороннем отборе газа, — утверждают Шленфер и Тоблер, — возникают неравномерные повышенные температуры, что может хорошо повлиять на процессы газообразования и разложения“.

С этим мнением трудно согласиться. В нашей практике во время эксплуатационных испытаний автомобиля ЗИС-5 с газогенераторной установкой „Имберт-Вествагон“ было замечено, что наружный кожух газогенератора нагревается неравномерно, причем со стороны патрубка отбора газа нагрев заметно сильнее. Кроме того было обнаружено, что выгорание угля в зоне восстановления происходило интенсивнее со стороны отбора газа. Таким образом, односторонний отбор газа приводил к неравномерности процесса газификации по окружности камеры горения.

На заводе им. Сталина, для уничтожения этого недостатка, к внутреннему цилиндру газовой рубашки был приварен козырек по окружности неодинаковой ширины. Козырек был приварен на высоте 300 мм от фланца газовой рубашки, причем широкой своей стороной он был обращен к патрубку отбора газа. Постановкой козырька неравномерность процесса газификации была в значительной степени уничтожена. Сопротивление козырька при максимальном отборе газа достигало 20—25 мм водяного столба, что представляет собой несущественную величину.

Мы приводим здесь этот факт только для того, чтобы показать, что при решении вопроса об отборе газа не следует делать общих заключений, а ориентироваться в каждом данном случае на конкретную конструкцию.

Отбор газа происходит обыкновенно у задней стенки газогенератора (по ходу машины), так как при неизолированном наружном кожухе газогенератора вследствие меньшего охлаждения топливника скорее получается повышение мощности, чем при отборе газа в передней части.

Направляющие диски между топливником и наружным кожухом для получения равномерного распределения газа при одном патрубке отбора газа употребляются также и на газогенераторе „Кромаг“.

Газ охлаждается при отборе в верхней части от 100 до 300° С. В некоторых конструкциях наружный кожух изолирован. При подборе соответствующих материалов может быть достигнута максимальная отдача тепла газа топливу, находящемуся в бункере.



## Материалы, применяемые в современных газогенераторах

Точка соответственно рис. 72

Группа	Тип газогенератора	Точка соответственно рис. 72						
		1	2	3	4	5	6	7
а	„Берлие“	25% Cr	6% Ni	18—8	18—8	—	—	—
а	„Имберт“ оригинальный	Ст.ж	угл.	Ст.ж	медн. облиц.	—	красн. медь	сталь 1008
а	„Имберт“ швейцарский	Ст.ж	угл.	Ст.ж	18—8	—	—	угл.
а	„Имберт-Вествагон“	21% Cr	—	—	медн. облиц.	медн. облиц.	красн. медь	угл.
а	„Имберт-Вествагон“	26% Ni	угл.	Ст.ж	медн. облиц.	—	—	угл.
а	ЗИС-13 мод. 1936	25% Cr	—	—	18—8	—	—	угл.
а	ЗИС-13 мод. 1937	6% Ni	3 из	3 из	медн. облиц.	—	—	угл.
а	ЗИС-13 мод. 1937	25% Cr	—	25% Cr	—	—	—	угл.
а	ЗИС-13 мод. 1937	6% Ni	угл.	6% Ni	—	—	—	угл.
а	ЗИС-13 мод. 1937	6% Ni	—	—	18—8	—	—	угл.
а	ГАЗ-Г-14	25% Cr	3 из	3 из	медн. облиц.	—	красн. медь	—
а	ГАЗ-Г-14	6% Ni	—	—	—	—	—	угл.
а	ГАЗ-Г-14	16% Cr	19% Cr	20% Cr	—	—	красн. медь	—
а	ГАЗ-Г-14	54% Ni	9% Ni	30% Ni	—	—	—	угл.
б	„Кромаг“	Обмуровка	—	—	—	—	—	—
в	„Дейтц“	32% Cr	—	32% Cr	—	—	—	—
в	„Менк“	Обмуровка	—	—	—	—	—	—
в	„Сандвикенс“	Обмуровка	—	—	—	—	—	—

Обозначения:

18—8 — сталь с содержанием 18% Cr и 8% Ni

угл. — углеродистая сталь

Ст. ж — жароупорная сталь

медн. облиц. — медная облицовка

3 из — частично изготовлялись из углеродистой стали с последующим алитированием

уф — углеродистая сталь с защитным покрытием

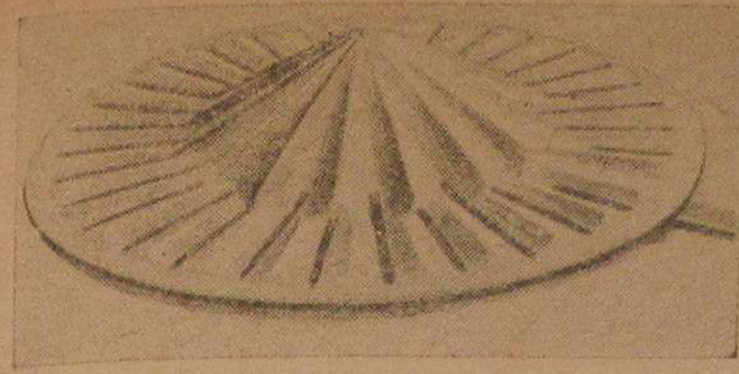


Рис. 71. Колосниковая решетка газогенератора „Имберт“.

У наиболее распространенных газогенераторов „Имберт“ и „Дейтц“ эти отверстия прикрываются крышками с резьбой. На большинстве газогенераторов имеются приспособления для встряхивания, с помощью которых происходит отделение пыли и золы от еще годного к употреблению угля.

Люки для чистки зольника должны быть плотными и не пропускать воздуха. В противном случае получают горение газа, местные перегревы и понижение мощности мотора.

Имеются разные конструкции подвижных колосниковых решеток (плоские колосниковые решетки, вращающиеся или просто подвижные и куполообразные). На рис. 71 изображена колосниковая решетка новой, так называемой „швейцарской“ модели газогенератора „Имберт“. При ширине прорезей колосниковой решетки более 10 мм пропадает много еще годного угля, при более узких щелях очень велика вероятность засорения, особенно в середине, благодаря образованию шлака. Устройство ножей (вертикальных) должно сильно размельчать уголь. При частой шуровке появляется опасность опускания еще не совсем обуглившегося топлива и образования смол.

## е) Материалы, применяющиеся в современных газогенераторах

В табл. 30 и на рис. 72 приведены применяющиеся в настоящее время материалы. Таблица составлена на основе изучения тех конструкций, которыми располагают в настоящее время экспериментальный цех ЗИС и НАТИ.

Несмотря на относительно небольшое количество конструкций, фигурирующих в этой таблице, из нее можно составить полное представление о материалах, применяющихся для разных узлов газогенераторов.

## д) Приспособления для чистки зольника и колосниковые решетки

Все газогенераторы имеют устройства для удаления пыли и золы.

В большинстве конструкций имеются люки для очистки, через которые может досыпаться уголь и шуроваться зона восстановления.

У наиболее распространенных газогенераторов „Имберт“ и „Дейтц“ эти отверстия прикрываются крышками с резьбой.

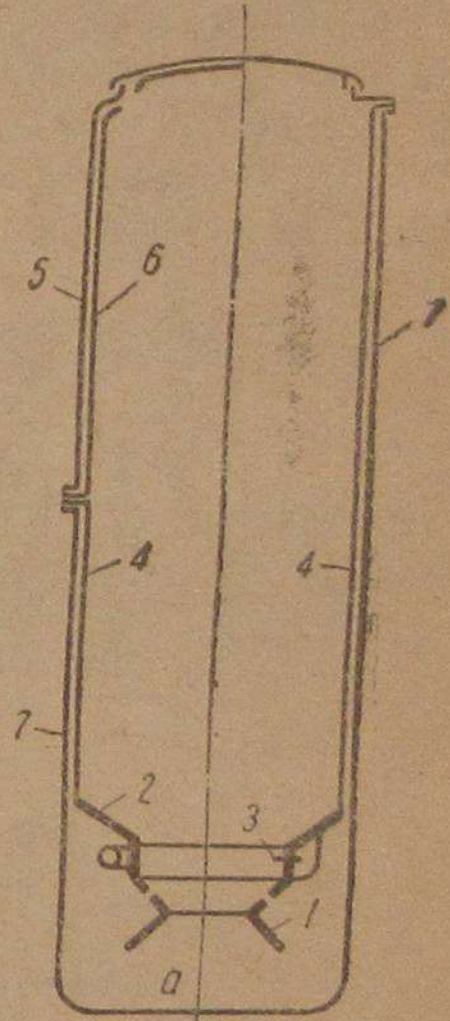


Рис. 72.



# ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кандидат технических наук инж. И. М. Егоров

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основные коэффициенты и отправные данные, необходимые для расчета системы охлаждения двигателей воздухом, до настоящего времени весьма неполно и недостаточно проверены на существующих конструкциях.

Это объясняется исключительной сложностью исследований, требующих создания особых экспериментальных установок со значительным количеством точной аппаратуры.

За время применения двигателей воздушного охлаждения в эксплуатации создан ряд лабораторных установок, имевших назначение установить влияние главных факторов на охлаждение двигателей.

### Экспериментальная установка Гослау

Одной из первых установок для исследования воздушного охлаждения является установка Гослау. Исследования производились с одним цилиндром, тепловой режим которого создавался посредством нагревания масла, залитого в камеру сгорания, электрическим током, как показано на рис. 1.

Испытуемый цилиндр помещался в воздушном потоке перед открытым концом трубы, в которую воздух подавался посредством специального вентилятора.

Температура охлаждающего воздуха изменялась при помощи электрического обогревателя, а количество его — дросселированием всасывающего отверстия вентилятора. Скорость охлаждающего потока замерялась трубкой Пито. Температура стенок цилиндра замерялась термопарами,

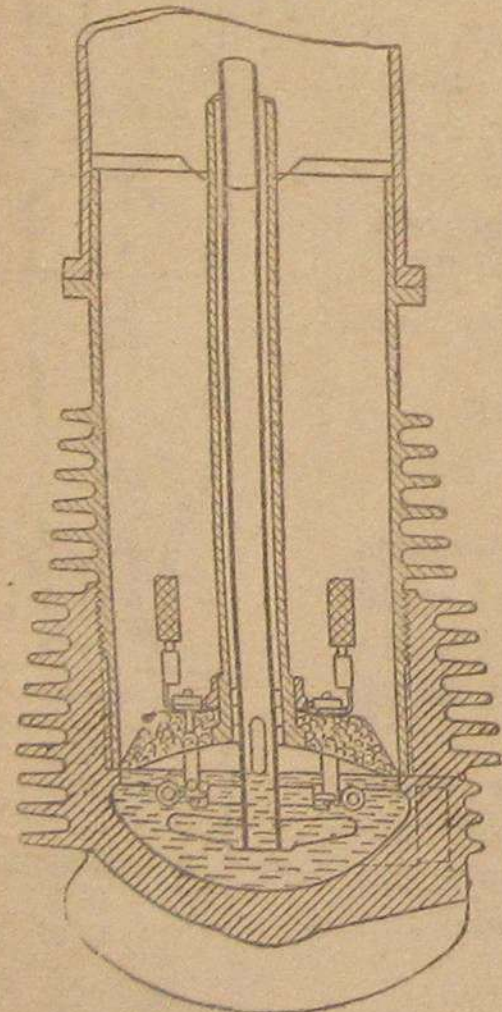
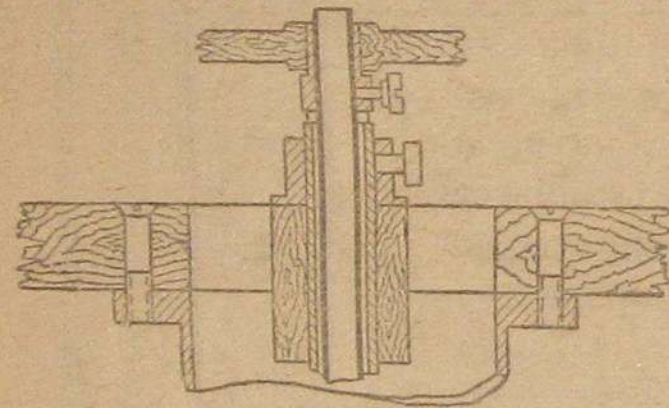


Рис. 1.

размещенными в различных точках головки и стакана. На этой установке Гослау удалось выявить наилучшую конструкцию цилиндра и установить функции подобия, необходимые при расчете системы охлаждения цилиндров подобной конструкции, но отличных по размерам. Кроме этого здесь же выявлены характер распределения температуры по поверхности цилиндра и зависимость теплопередачи от скорости охлаждающего воздуха.

### Экспериментальные установки DVL

Установки были созданы в 1935 г. Исследовательским институтом воздухоплавания для изучения воздушного охлаждения мощного V-образного двигателя с принудительным обдувом цилиндров воздухом.

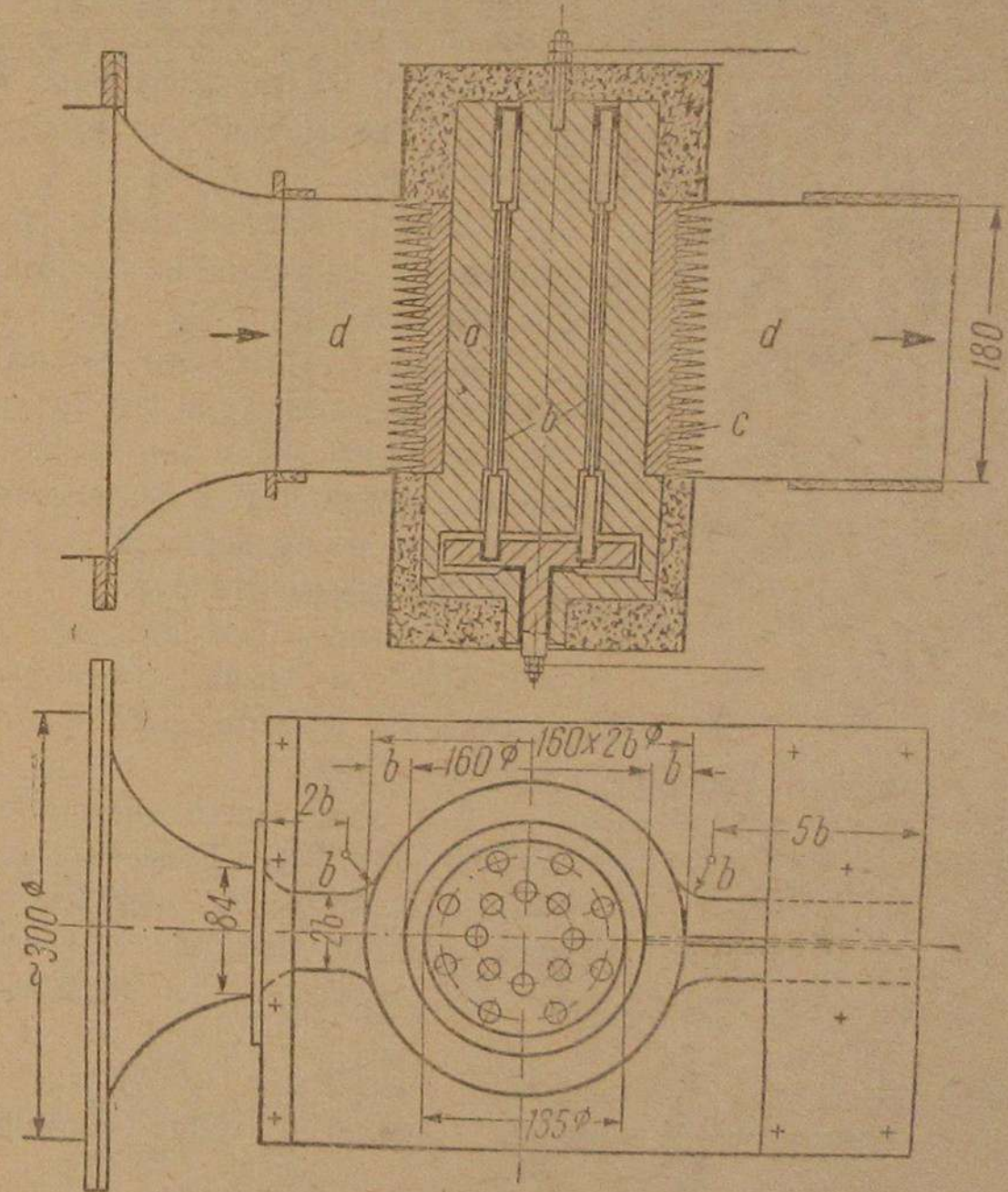


Рис. 2.

Испытания были разбиты на три этапа, и каждому из них соответствовала специальная установка.

Задачами первого этапа являлись: выбор наиболее выгодного типа ребер (по теплопередаче), выявление влияния скорости охлаждающего потока на температуру стенки цилиндра и определение потерь в системе охлаждения.

Установка, соответствующая этому этапу, представлена на рис. 2 и имеет следующее устройство.



Основанием служит цилиндр *a* из „силумина“, внутри этого цилиндра помещены 16 карборундовых стержней *b*, посредством которых цилиндр нагревается электрическим током. На среднюю часть цилиндра надевается исследуемая ребристая гильза *c*, в верхней и нижней части цилиндр изолирован асбестом.

Ребристую поверхность окружает специальный кожух, к которому по трубе *d* подводится охлаждающий воздух.

Распределение температуры и ее величина определялись 20 термопарами медь — константан, завальцованными в специальных лунках на глубине 3 мм с внутренней стороны стенки цилиндра.

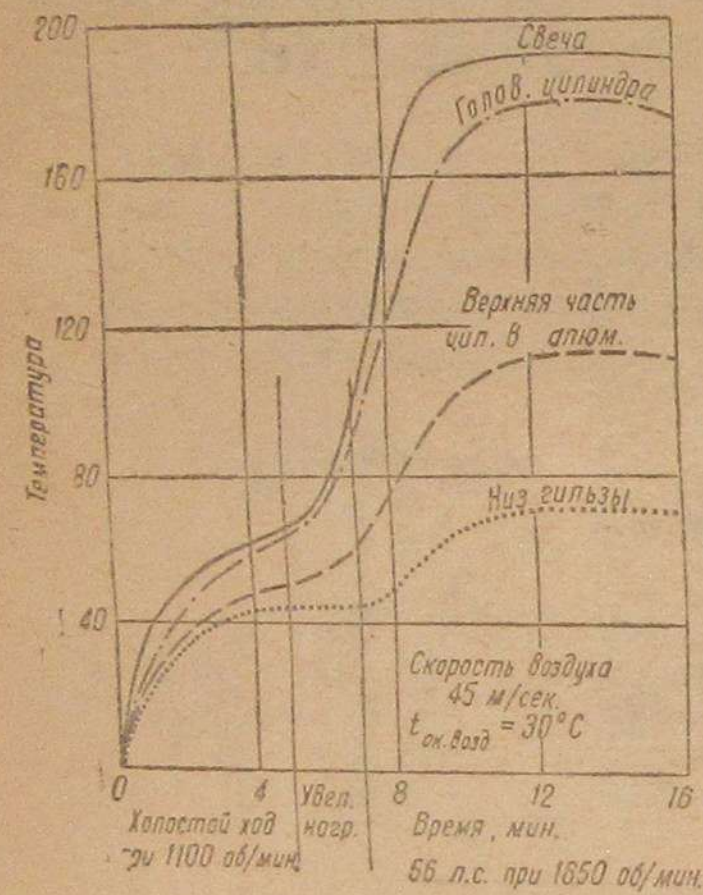


Рис. 3. Распределение температуры по цилиндрам при различном капотировании.

Капотирован на установке. Охлаждающий воздух подавался вентилятором по длинной трубе, замерялся посредством насадка и трубки Пито.

Температура стенок цилиндра замерялась посредством 33 термопар медь — константан, завальцованных в стенке цилиндра на глубине 3 мм.

Основная масса термопар (25 шт.) размещена на головке цилиндра в наиболее нагреваемых точках. Эта установка позволила выявить изменение температуры цилиндра в различных точках его по времени работы двигателя с момента пуска до максимальной нагрузки и при ней (рис. 3).

На этой же установке выявлены характер распределения температуры по цилиндру и ее численное значение при различных способах капотирования цилиндра кожухом (рис. 4). Таким образом здесь же было исследовано влияние кожухов на температуру цилиндра.

В задачу третьего этапа входило исследование воздушного охлаждения мощного 12-цилиндрового V-образного двигателя. Двигатель испы-

Расход воздуха замерялся посредством специальных насадков. Исследованию подвергались три типа ребристых гильз, отличавшихся различным шагом ребер. Каждый тип гильз имел ребра 4 размеров (по высоте) 42, 28, 14 и 7 мм.

Задачи, поставленные перед испытанием, разрешены на данной установке полностью.

Задачами второго этапа являлись: выявление характера распределения температуры по цилиндру, расход мощности на охлаждение и определение тепловой нагрузки охлаждающей поверхности на работающем двигателе.

Установка представляет одноцилиндровый двигатель, цилиндр которого был взят от серийного 9-цилиндрового авиадвигателя.

Для создания идентичности условий с работой цилиндра в эксплуатации последний был соответственно за-

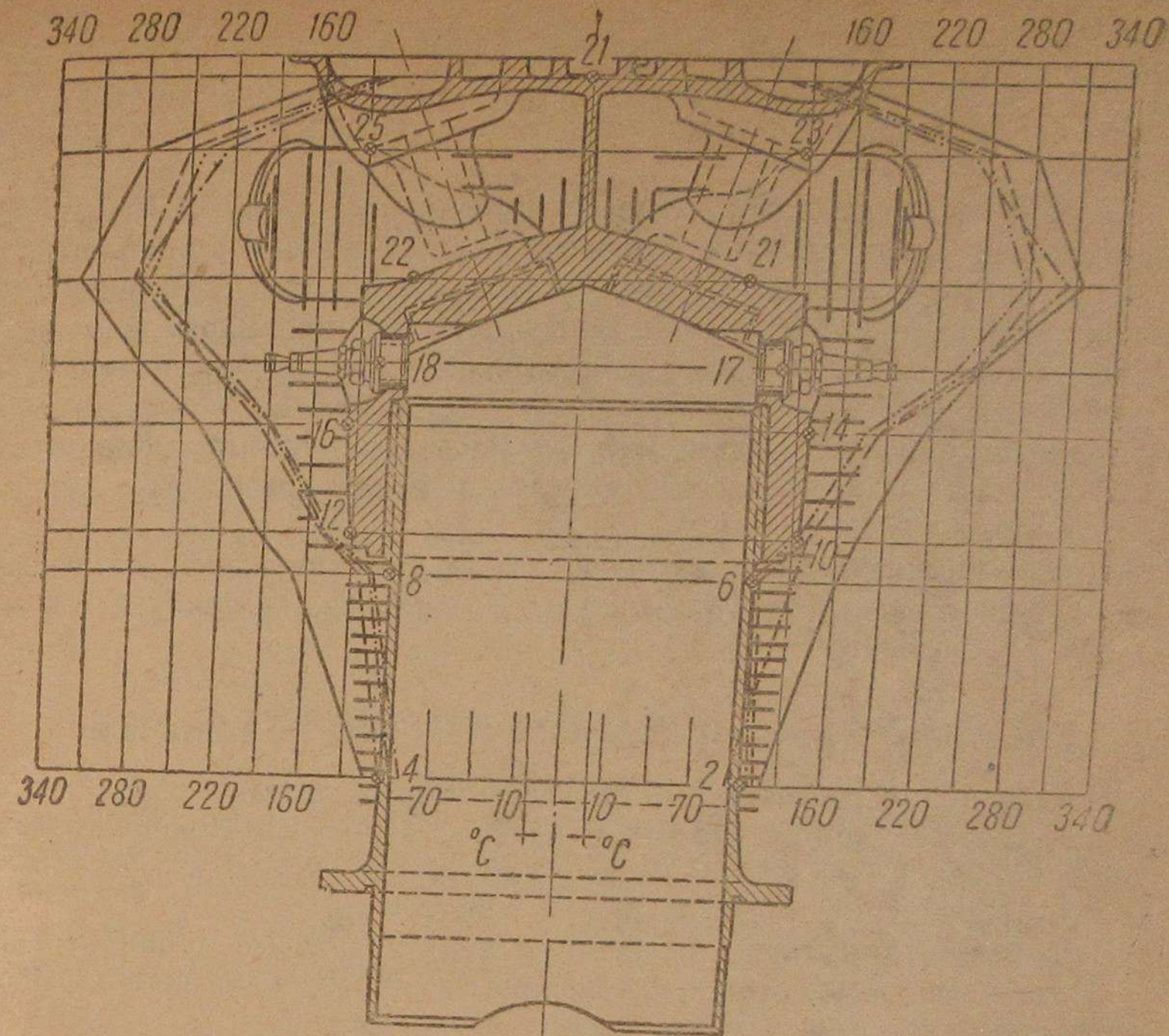


Рис. 4.

- без капота.
- - - с капотом на расстоянии 10 мм.
- · · с плотно прилегающей рубашкой.
- · · с прилегающей рубашкой и дефлекторами.

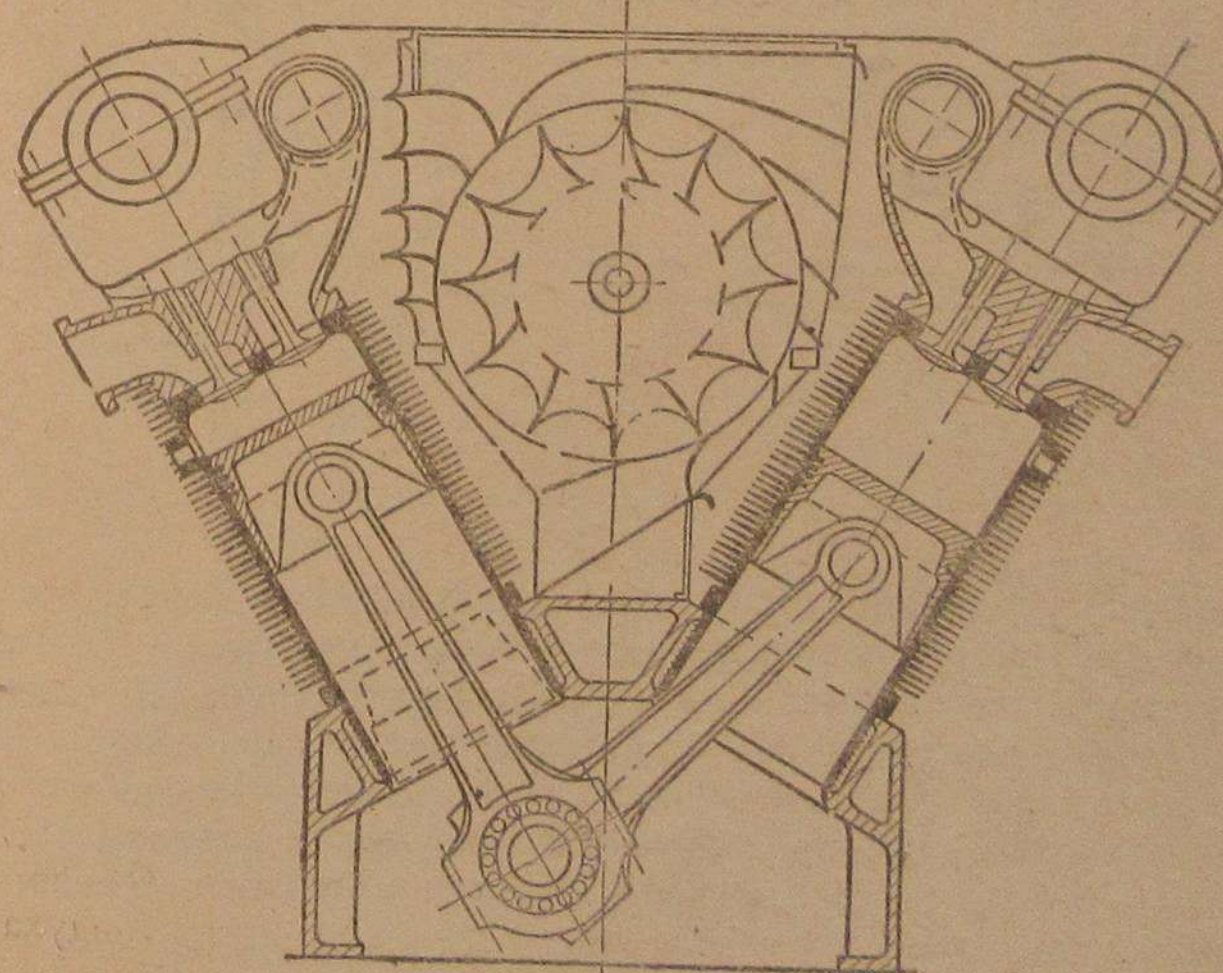


Рис. 5.



ывался в одном случае при свободном обдуве, соответствующем охлаждению его в эксплуатации, в другом случае при обдуве цилиндров посредством шести центробежных вентиляторов, расположенных в развале цилиндров.

Общее представление о системе охлаждения дает рис. 5. Испытания производились с нагрузками в условиях, близких к эксплуатационным.

В результате испытаний разрешены вопросы о наиболее выгодном обдуве цилиндров, о распределении температуры по цилиндрам и определен подробный тепловой баланс двигателя воздушного охлаждения.

Описанные вкратце экспериментальные установки DVL представляют законченный комплекс исследований, обеспечивших научный выбор рационального двигателя воздушного охлаждения и его отдельных деталей и элементов.

Исследование началось с изучения ребра и закончилось созданием нового мощного двигателя воздушного охлаждения с принудительным обдувом от вентиляторов.

### Экспериментальная установка АТИ им. Ломоносова

В лаборатории двигателей Автотракторного института автором статьи под непосредственным руководством проф. В. И. Сороко-Новицкого была спроектирована и построена экспериментальная установка специально для испытания двигателей воздушного охлаждения.

Законченных испытаний провести на ней не удалось, но описываемая установка представляет интерес, как одно из возможных решений задачи. Общий вид установки в плане представлен на рис. 6.

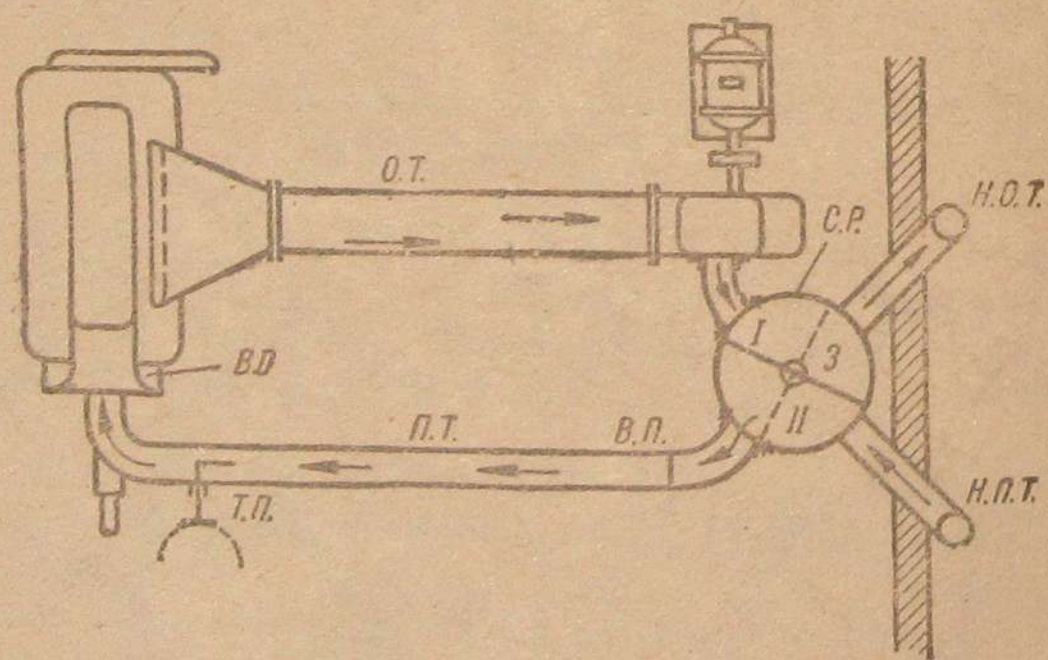


Рис. 6.

Устройство установки следующее: охлаждающий воздух забирается снаружи лаборатории через наружную подводную трубу Н.П.Т., проходит смешивающий резервуар СР и по подводной трубе ПТ подводится через вентилятор двигателя ВД к цилиндрам сверху.

После цилиндров воздух выходит из-под общего капота вниз и по отводящей трубе ОТ вспомогательным вентилятором выбрасывается через смешивающий резервуар в атмосферу. При помощи смешивающего резервуара достигалось изменение температуры охлаждающего воздуха вслед-

ствие перекрытия заслонкой З. Когда заслонка находится в положении II, нагретый воздух при движении от двигателя совершает поворот в смесителе и направляется опять на цилиндры, нагреваясь таким образом до требуемой температуры. Возможно также лишь частичное перекрытие нагретого воздуха.

Расход воздуха определялся по скорости, замерявшейся посредством трубки Пито ТП. Температура охлаждающего воздуха замерялась четырьмя последовательно соединенными термопарами медь — константан (рис. 7), помещавшимися в трубе ОТ.

На ребрах цилиндров ставились индивидуальные термопары и укреплялись посредством стальных зажимок. Как показали испытания, такой способ крепления непрактичен, так как зажимки при сотрясении отваливаются.

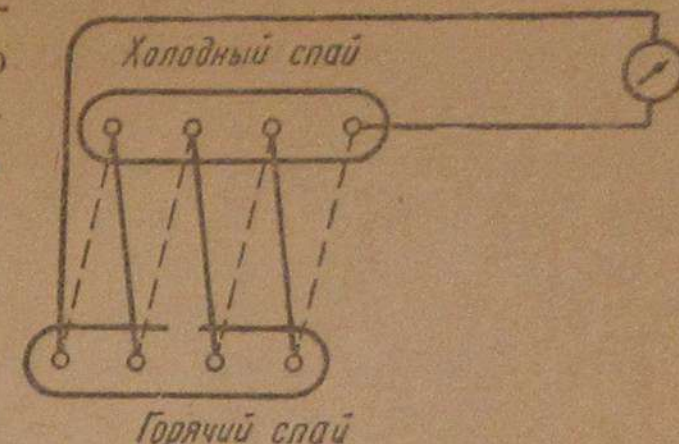


Рис. 7.

### Экспериментальная установка ВАММ

Эта установка может считаться типичной для двигателей воздушного охлаждения, так как на ней проведен ряд работ лабораторией, а также автором в порядке личной диссертационной работы; исследовано влияние различных факторов на тепловое состояние двигателя, определен тепловой баланс его, и в процессе работы установлена достаточная универсальность управления системой охлаждения.

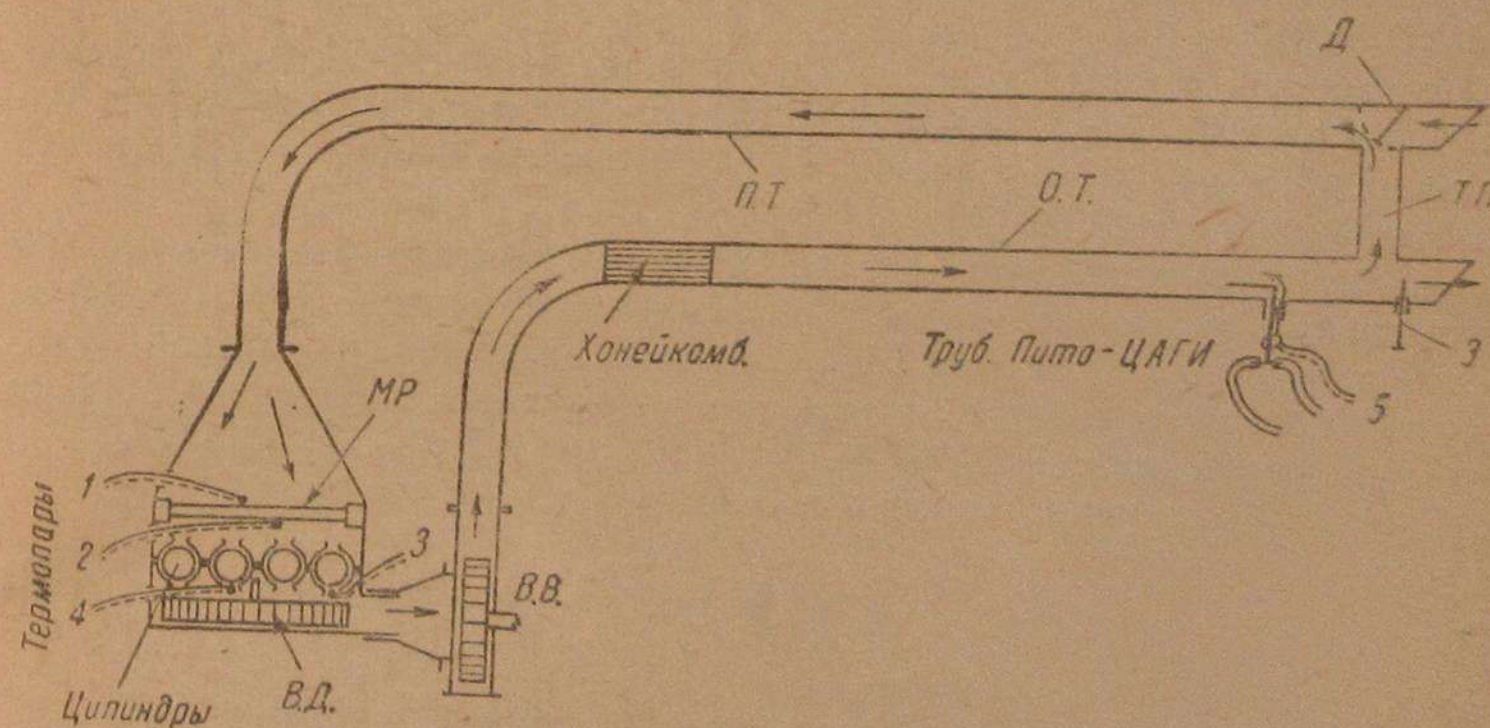


Рис. 8.

В основу устройства данной экспериментальной установки была положена возможность изменения температуры охлаждающего воздуха без специального подогрева его и создания условий, соответствующих состоянию двигателя на машине.

Первое достигнуто перепуском в системе охлаждения воздуха, нагретого от цилиндров, второе — устройством специальной коробки



вокруг двигателя. Для гарантии от подсоса или потери воздуха все швы были промазаны специальной замазкой, состоящей из жидкого стекла, асбеста и талька. Замазка оказалась весьма стойкой в условиях повышенных температур ( $100^{\circ}\text{C}$ ) и значительной тряски. Общая схема установки дана на рис. 8.

По подводящей трубе ПТ охлаждающий воздух через масляный радиатор МР поступает сверху на цилиндры, затем через вентилятор двигателя ВД, вспомогательный вентилятор ВВ и отводящую трубу ОТ выбрасывается в атмосферу.

Регулирование температуры охлаждающего воздуха достигается посредством трубы перемычки ТП, заслонки З в отводящей трубе и дросселя Д в подводящей. Прикрыв заслонкой отводящую трубу, можно заставить нагретый воздух циркулировать по трубам и нагреваться от двигателя до желаемого предела.

Вспомогательный вентилятор приводится в действие отдельным электромотором и дает возможность преодолевать дополнительные сопротивления, появляющиеся в системе охлаждения, а при желании — изменять в системе и скорость охлаждающего потока.

### Методика и результаты исследований

**Расход воздуха на охлаждение.** Количество воздуха, расходуемого на охлаждение цилиндров, замеряется посредством трубки Пито — ЦАГИ, помещенной в конце отводящей трубы. Для устранения завихрений потока в 3 м перед трубкой Пито был установлен специальный выпрямитель (Хонейкомб), состоящий из 25 трубок  $d = 50$  мм и длиной  $l = 1000$  мм.

Положение трубки Пито, соответствующее средней скорости воздуха в сечении трубы, определено посредством предварительной тарировки и установлено по методу проф. В. И. Сороко-Новицкого („Методика испытаний двигателей“).

Учитывая наличие выпрямителя, тарировка была ограничена только вертикальным диаметром трубы. Для тарировки сечение трубы ( $D_{Tr} = 285$  мм) было разбито на три кольцевых площадки, и трубкой Пито замеры производились в следующих точках от внутренней стенки трубы на расстоянии:  $0,004 D$ ;  $0,147 D$ ;  $0,714 D$ ;  $0,854 D$ ;  $0,957 D$ .

Скорость воздушного потока подсчитывалась по формуле:

$$w = \sqrt{\frac{2gh_2}{\gamma}}, \quad (1)$$

где:  $\gamma$  — удельный вес воздуха,

$h_2$  — показание микроменометра (мм спиртового столба).

Удельный вес воздуха подсчитывался по формуле:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{293}{(273 + t)} \cdot \frac{B}{760}, \quad (2)$$

где:  $\gamma_0$  — удельный вес воздуха при 760 мм рт. столба,  $t = 20^{\circ}\text{C}$  и  $50\%$  влажности.

Истинные значения скорости воздушного потока в трубе, полученные в результате замеров и подсчетов, изображены на рис. 9.

Так как скорость воздуха в сечении трубы неравномерна, то были определены средние скорости, а по ним — и среднее положение трубки Пито.

$$w_{cp} = \frac{w_1 + w_2 + \dots + w_n}{n}, \quad (3)$$

где:  $w_1, w_2, \dots, w_n$  — истинные скорости в соответствующих точках замеров.

Пересечение линий средних скоростей с кривыми истинных определяет положение трубки Пито, которое, как видно из рис. 9, для различ-

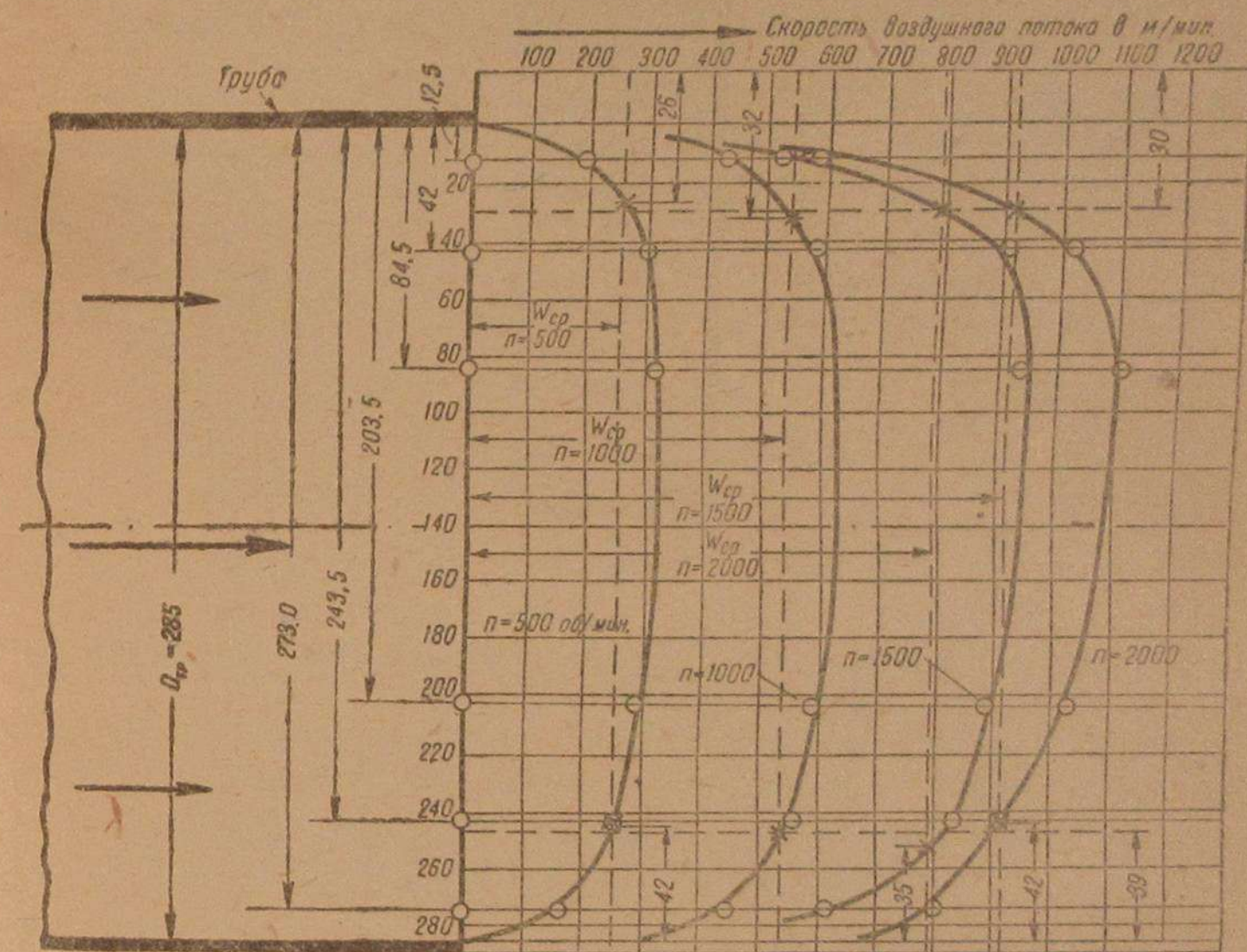


Рис. 9.

ных режимов работы одинаково и соответствует расстоянию в 30 мм от верхней стенки трубы. Расход воздуха подсчитывался по формулам:

$$V_{воз} = w_{cp} \cdot F_{Tr} \quad (\text{м}^3/\text{мин}). \quad (4)$$

где:  $w_{cp}$  — средняя скорость потока в трубе в м/мин.

$F_{Tr}$  — площадь сечения трубы в  $\text{м}^2$ .

Весовое количество воздуха:

$$G_{воз} = V_{воз} \cdot \gamma_{воз} \quad (\text{кг}/\text{мин}). \quad (5)$$

### Замер температуры охлаждающего воздуха

Температура охлаждающего воздуха замерялась посредством 4 дифференциальных термопар, каждая из которых состояла из 4 последовательно соединенных обычных медь-константановых термопар. Схема применявшихся термопар представлена на рис. 10.



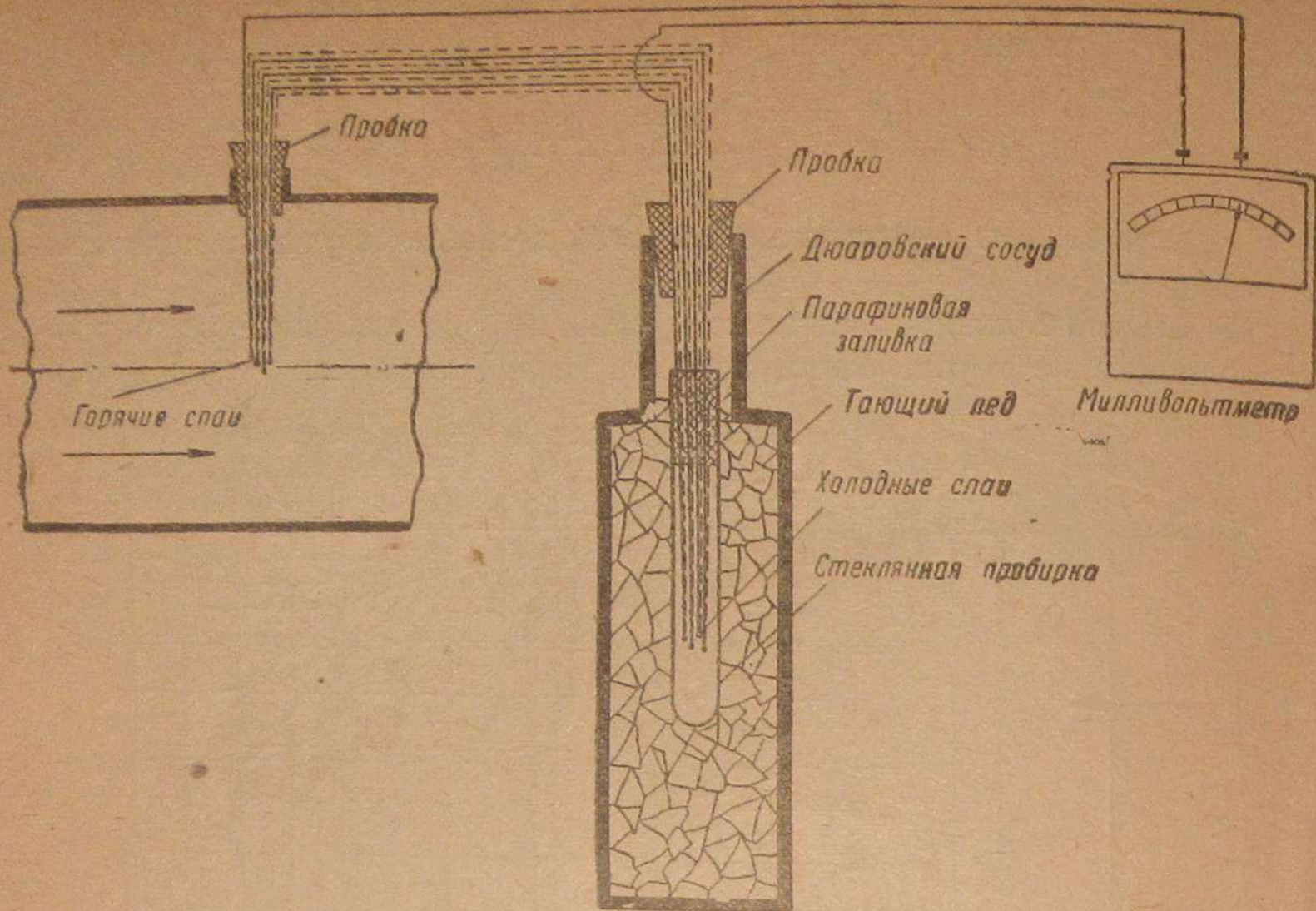


Рис. 10.

Последовательное соединение термопар вызвано стремлением повысить чувствительность при замере низких температур.

Размещение термопар в системе охлаждения видно из рис. 8. Точное положение термопары в соответствующем сечении определено на основании предварительной тарировки по средним значениям температуры воздушного потока. Методика тарировки в основном та же, что и в случае трубки Пито.

Термопарой 1 предполагалось замерять температуру ниже нуля, поэтому она была протарирована и на таковую. При тарировке эталонная

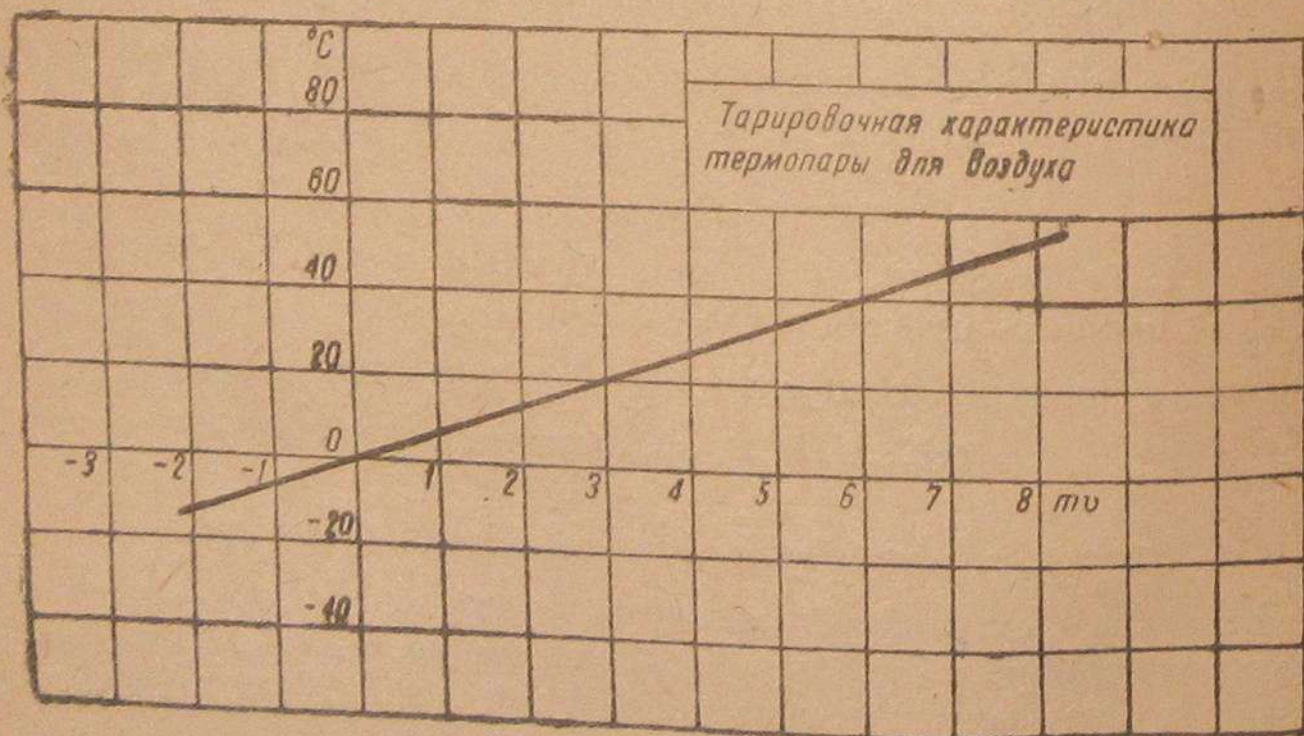


Рис. 11.

и рабочая термопары помещались в стеклянную коробку, залитую парафином, и погружались в сосуд со льдом, смешанным с солью. Таким способом удалось достигнуть значительного понижения температуры таяния льда ( $t = -20^\circ\text{C}$ ).

Тарировочная характеристика данной термопары представлена на рис. 11. Холодные спай термопары были помещены в пробирку, залиты парафином и погружены в дюаровский сосуд с таящим льдом.

### Тепловой баланс двигателя воздушного охлаждения

Описанная аппаратура и тщательная тарировка при ее размещении позволили определить с достаточной точностью наиболее трудную часть теплового баланса двигателя воздушного охлаждения — тепло, уносимое охлаждающим воздухом.

Так как замер рабочего воздуха не производился, то коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  был подсчитан по следующим соотношениям:

$$\alpha = \frac{G_{д.в}}{G_{т.в}} = \frac{\frac{G_{д.в}}{G_m}}{\frac{G_{т.в}}{G_m}} = \frac{l_d}{l_T} \quad (6)$$

где:  $G_{д.в}$  — действительное количество воздуха в кг/час,  
 $G_{т.в}$  — теоретическое количество воздуха в кг/час.

Действительный часовой расход воздуха подсчитан

$$G_{д.в} = V_h \eta_v \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{60 \cdot \gamma_{воз}}{1000} \text{ (кг} \cdot \text{возд/час)}. \quad (7)$$

Из испытаний подобных двигателей принято  $\eta_v = 0,73$ . Теоретический часовой расход определен по реакциям сгорания и часовым расходам топлива:

$$G_{т.в} = l_T \cdot G_m \text{ кг} \cdot \text{возд/час}. \quad (8)$$

Для большей уверенности в правильности выбранных коэффициентов произведена была проверка по максимальной мощности на регулировочной характеристике, причем принятое значение  $\alpha = 0,9$  для  $N_e = \max$  совпало с подсчитанным.

Подсчеты показали, что регулировка двигателя на исследованном режиме соответствует  $\alpha = 0,8$ , а следовательно тепловой баланс будет правильнее отнести к активному теплу топлива  $Q'_0$ , определяемому часовым расходом топлива и его активной теплотворной способностью:

$$h'_u = h_u - \Delta h_u \text{ (кал/кг)}.$$

В нашем случае имеем:

$$Q'_0 = G_m (h_u - \Delta h_u) \text{ кал/час}. \quad (9)$$

Или, принимая для бензина  $h_u = 10500 \text{ кал/кг}$ , получаем:

$$Q'_0 = G_m (14640 \cdot \alpha - 4140) \text{ кал/час}. \quad (9')$$

Составные части теплового баланса подсчитаны следующим образом:



1. Тепло, эквивалентное эффективной мощности:

$$Q_e = 632,3 N_e \text{ кал/час.} \quad (10)$$

$N_e$  определено по тормозу (балансирная динамо).

2. Тепло, эквивалентное работе трения (преодоление насосных сопротивлений, приведение в действие вспомогательных механизмов):

$$Q_{тр} = 632,3 N_{тр} \text{ кал/час} \quad (11)$$

$N_{тр}$  определено посредством проворачивания двигателя балансирной динамомашинной.

3. Тепло, эквивалентное работе вентилятора:

$$Q_s = 632,3 N_s \text{ кал/час} \quad (12)$$

$N_s$  определено посредством прокручивания двигателя с вентилятором и без него.

4. Тепло, отводимое воздухом от цилиндров:

$$Q_u = G_a \cdot C_p \cdot \Delta t_u \text{ кал/час,} \quad (13)$$

где:  $G_a$  — расход воздуха на охлаждение в кг/час,

$C_p$  — теплоемкость воздуха при  $p = \text{const}$ .

$\Delta t_u$  — разность температуры воздуха до цилиндров и за цилиндрами.

5. Тепло, отводимое охлаждающим воздухом от масляного радиатора:

$$Q_p = G_a \cdot C_p \cdot \Delta t_p \text{ кал/час,} \quad (14)$$

где  $\Delta t_p$  — разность температуры перед радиатором и после радиатора, определенная по термопарам 1 и 2.

6. Тепло, теряемое с выхлопными газами:

$$Q_r = G_m [(C_v)_m^{t_r} t_r - (c_v)_m^{t_0} t_0] \text{ кал/час;} \quad (15)$$

здесь:  $(c_v)_m^{t_r} = 0,44 + 2,5\alpha + \frac{3,6\alpha}{10000} t_r$  — суммарная теплоемкость продуктов сгорания при  $t_r = 830^\circ\text{C}$  и  $\alpha = 0,8$ .

Температура выхлопных газов  $t_r$  замерялась золотопалладиевой термопарой непосредственно за выхлопными клапанами.

$(C_v)_m^{t_0} = 0,44 + 2,5\alpha + \frac{3,6\alpha}{10000} t_0$  — суммарная теплоемкость продуктов сгорания при  $t_0 = 15^\circ\text{C}$ , соответствующая средней температуре воздуха.

7. Остаточный член баланса — потери на излучение, кинетическую энергию выхлопных газов, охлаждение масла в масляном бачке и др.

Тепловой баланс двигателя воздушного охлаждения по данным автора приводится в табл. 1.

Для сравнения здесь же даются тепловые балансы двигателей по данным фирмы „Франклин“ и DVL.

Как видно из таблицы, данные автора и DVL весьма близки и при учете различной методики исследований могут быть приняты как наиболее правдоподобные.

Данные „Франклин“ совершенно неприемлемы, так как, во-первых, в них отсутствует ряд значений, составляющих тепловой баланс, во-вторых, значение тепла, отводимого охлаждающим воздухом, дается слишком большим:  $35\%$  от общего тепла топлива.

Тепловой баланс двигателей воздушного охлаждения по различным исследованиям

№ по порядку	Назначение расходуемого тепла	По данным автора			По данным DVL			По данным „Франк- лин“
		кал/л. с.-ч.	% от тепла топлива	% от $N_e$	кал/л. с.-ч.	% от тепла топлива	% от $N_e$	% от тепла топлива
0	Активное тепло топлива . . . . .	2280	100	362	—	—	—	—
1	Тепло, эквивалентное эффективной работе . . . . .	632,1	27,6	100	632	27,7	100	25
2	Тепло, эквивалентное работе трения двигателя . . . . .	189,0	8,6	30	70	3,0	11,1	—
3	Тепло, эквивалентное работе вентилятора . . . . .	53,3	2,34	8,4	53	2,3	8,3	—
4	Тепло, отводимое охлаждающим воздухом от цилиндра . . . . .	368,5	16,22	58,7	292	12,8	46,0	35
5	Тепло, отводимое от масляного радиатора . . . . .	28,3	1,28	4,5	29	1,2	4,6	—
6	Тепло с выхлопными газами . . . . .	840,0	36,8	133,3	1204	53,0	191,0	37
7	Остаточное тепло . . . . .	163,0	7,1	25,8	—	—	—	3
	Итого . . . . .	—	—	—	2280	100	361	100

Рядом исследований установлено вполне определенно, что с охлаждающим воздухом возможно отвести только 12—18% от общего тепла топлива.

### Замер температуры стенок цилиндров

Определение температуры стенок цилиндров двигателя воздушного охлаждения представляет значительные трудности. Автором произведено специальное изучение этого вопроса на вышеописанной установке и в лаборатории ВАММ.

Температура стенок цилиндров определялась 19 термопарами медь — константан, размещенными из соображений выявления характера распределения температуры по поверхности цилиндра.

По предварительным испытаниям и наблюдениям было установлено, что максимальное нагревание имеет место в непосредственной близости к запальной свече, поэтому в сечении свечи по окружности цилиндра были размещены 4 термопары.

Размещение термопар по цилиндру показано на рис. 12.



Способу крепления термопары в стенке цилиндра было уделено значительное внимание, так как по условиям работы крепление спаев термопар способом завальцовки в специальных лунках в теле цилиндра не могло быть применено. Кроме этого такое крепление представляет значительные трудности и требует соответствующих инструментов и приспособлений.

От крепления термопар при помощи прижимного винта, применявшегося некоторыми исследовательскими институтами — ЦИАМ, НАТИ

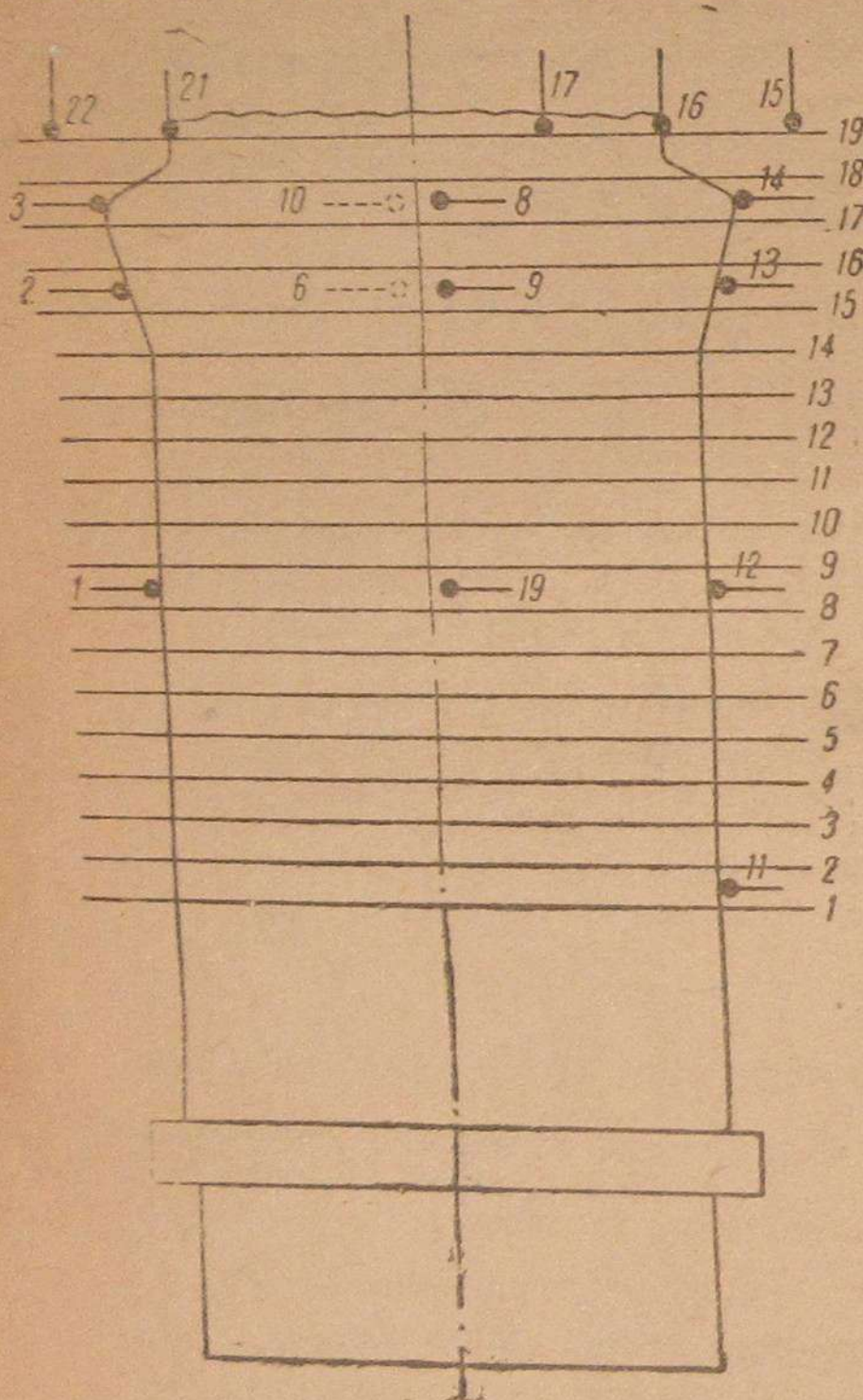


Рис. 12.

и др. вследствие значительного несовершенства такого способа, пришлось отказаться.

Исключительно заманчивым является крепление термопар посредством электроприварки спаев в стенке цилиндра. С этой целью автором было собрано специальное приспособление из реостата, регулирующего напряжение тока, и скользящего переключателя, позволяющего изменять продолжительность замыкания цепи, в которую включалась термопара.

Говорить что-либо утвердительно о возможности электроприварки спаев термопары преждевременно. Примененный нами спо-

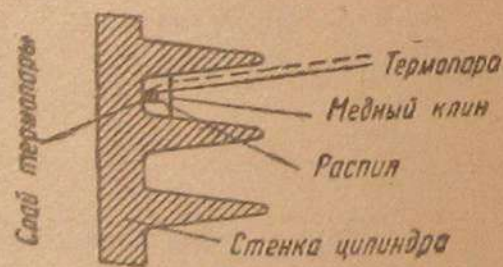


Рис. 13.

соб крепления термопар представлен на рис. 13 и заключается в следующем.

Между ребер подгоняется по месту медный клинок. С конца, обращенного к цилиндру, делается разрез, в который закладывается спай термопары, и вместе со спаем клинок вгоняется между ребер. При этом спай плотно прижимается к стенке цилиндра, перед этим предварительно защищенной. Недостатком такого крепления является некоторое искажение воздушного потока вследствие наличия клина, но хорошая теплоотдача меди компенсирует этот недостаток. Как выявлено сравнительными исследованиями, показания завальцованной термопары прак-

тически не отличаются от показаний термопары с клинком ( $\pm 3^\circ$  на  $100^\circ\text{C}$ ).

Опыт одновременной работы со значительным количеством термопар показал, что удобнее пользоваться одним измерительным прибором для нескольких термопар (5—10 шт.), включая их поочередно при помощи многоконтактного переключателя.

Кандидат технических наук инж. И. М. ЕГОРОВ

## РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Несмотря на значительное развитие и применение двигателей с воздушным охлаждением на транспортных машинах и большое количество проведенных исследований влияния различных факторов на тепловое состояние двигателей, расчет системы охлаждения последних ведется еще далеко не совершенными методами. Несвершенство методов расчета обуславливается недостаточностью экспериментальных материалов, а также значительной сложностью теории теплопередачи, и приводит или к ненадежному охлаждению цилиндров, или к ничем не оправданному отклонению от определенных величин.

Поэтому большинство старых конструкций двигателей воздушного охлаждения перегревалось во время работы (SARA „Татра“), а у ряда двигателей („Франклин“) количество охлаждающего воздуха подается к цилиндрам в несколько раз больше необходимого по расчету (в 2—3 раза).

На основании систематизации материалов по различным источникам и личными исследованиями автора установлено, что наиболее тяжелый тепловой режим для двигателей воздушного охлаждения — режим полного дросселя и максимальных чисел оборотов.

Следовательно расчет системы охлаждения должен быть произведен именно для данных условий, так как все прочие условия работы двигателя в тепловом отношении значительно легче.

При этом необходимо еще иметь в виду, что современные двигатели воздушного охлаждения, как правило, снабжаются карбюраторами с экономайзерами, и следовательно на полном дросселе имеет место обогащенная регулировка, соответствующая  $\alpha \approx 0,8 + 0,9$ .

При подсчете количеств тепла необходимо учитывать только активное тепло топлива.

### 1. Количество отводимого тепла

Тепло, отводимое системой охлаждения в двигателе внутреннего сгорания, состоит из тепла, выделяющегося в стенки от рабочих газов за рабочий цикл, тепла, полученного от трения поршня о стенки цилиндра, и тепла, переданного рабочими газами в выхлопной патрубке уже после завершения рабочего процесса.

Относительно все к активному теплу, внесенному с топливом, на основании опытных данных проф. Н. Р. Брилинга и др., имеем соотношения для двигателей с водяным охлаждением:



тепло от газов за рабочий процесс (в стенки цилиндров)

$$Q_2 = (9 \div 12) \% Q_m,$$

тепло, передаваемое в патрубков

$$Q_n = (4 \div 6) \% Q_m,$$

тепло, полученное от трения поршня

$$Q_{mp} = (1 \div 2) \% Q_m.$$

Отсюда общее количество тепла, отводимого в стенки цилиндров, будет:

$$Q_u = Q_2 + Q_n + Q_{mp} = (14 \div 20) \% Q_m.$$

Для двигателей воздушного охлаждения, вследствие повышенного теплового состояния цилиндров, разность температур ( $t_1 - t_2$ ) между газами и стенкой цилиндра меньше, чем при водяном охлаждении, а это ведет к уменьшению теплопередачи в стенке.

Благодаря этому для двигателей данного типа нужно принимать значение

$$Q_u = (14 \div 16) \% Q_m.$$

При воздушном охлаждении в случае наличия специального масляного радиатора системой смазки отводится тепла

$$Q_m = (1 \div 2) \% Q_m.$$

Таким образом общее количество тепла, отводимого системой охлаждения в двигателях воздушного охлаждения, составит:

$$Q_{ox} = Q_u + Q_m = (15 \div 18) \% Q_m.$$

Принимая теплотворную способность бензина  $h_u = 10\,500$  кал/кг, удельный расход топлива для двигателей автомобильного типа с воздушным охлаждением  $g_e = 290$  г э. с.-ч., для общего количества активного тепла, внесенного с топливом, будем иметь:

$$Q_m = (h_u - \Delta h_u) G_e \cdot N_e = (14\,640 \alpha - 4140) g_e \cdot N_e,$$

или, принимая  $\alpha = 0,9$ , получаем:

$$Q_m = 2190 N_e \text{ кал/час},$$

отсюда:

$$Q_u = (330 \div 395) N_e \text{ кал/час},$$

$$Q_m = (21,9 \div 43,8) N_e \text{ кал/час},$$

или, округляя, можно принять удельные значения

$$q_u = (330 \div 400) \text{ кал/э. с.-ч.},$$

$$q_{ox} = (350 \div 400) \text{ кал/э. с.-ч.}$$

## 2. Количество охлаждающего воздуха и скорость обдува

Количество воздуха, необходимого для достаточного теплоотвода, зависит от поверхности охлаждения цилиндра, ее состояния и разности температур между стенкой цилиндра и воздухом.

На основании ряда экспериментов различными исследователями установлена определенная зависимость между этими параметрами.

Ланчестер в своих исследованиях выявил для охлаждения гладкой металлической поверхности в принудительном потоке следующую зависимость:

$$H = \frac{A \cdot w}{21\,400} \frac{\text{BTU}}{\text{фут.}^2/\text{сек.}},$$

где:  $H$  — количество тепла, выраженное в британских тепловых единицах (BTU), передаваемое охлаждающему воздуху с квадратного фута поверхности в секунду,

$A$  — разность температур в градусах Фаренгейта,

$w$  — скорость воздуха в фут./сек.

Этот же закон Ланчестер применяет и для ребристой поверхности, учитывая влияние соседних ребер и температурный градиент в самом ребре.

Джибсон установил несколько иную зависимость для теплообмена между медными ребрами и скоростью охлаждающего воздуха.

$$Q = \left( 0,085 - 0,0128 \frac{h}{t} \right) w^{0,78} \text{ кал/ч} \cdot \text{м}^2,$$

где:  $Q$  — количество тепла в кал, отдаваемого с  $1 \text{ м}^2$  поверхности в минуту, при разности температур в  $1^\circ \text{C}$ ,

$h$  — высота ребра в м,

$t$  — шаг ребра в м,

$w$  — скорость охлаждающего потока в м/час.

Скорость охлаждающего воздуха, а следовательно и его количество находятся в зависимости от диаметра цилиндра.

Джибсоном установлено, что хорошо сконструированный цилиндр диаметром  $d_u = 4$  дм. не может хорошо охлаждаться при скорости воздуха меньше  $80$  км/час.

На рис. 1 приведена зависимость минимальной скорости воздуха, необходимой для вполне удо-

влетворительного охлаждения двигателя, от диаметра цилиндров. Для чугунных цилиндров эта скорость должна быть увеличена на  $40-50\%$ .

Херон рекомендует измерять количество воздуха, минимально необходимое для охлаждения, объемами на  $1$  л. с. Для непрерывной работы двигателя на полном дросселе при соблюдении указанных им поверхностей охлаждения он рекомендует подавать воздух в количестве  $V = 0,85 \text{ м}^3/\text{мин-л. с.}$

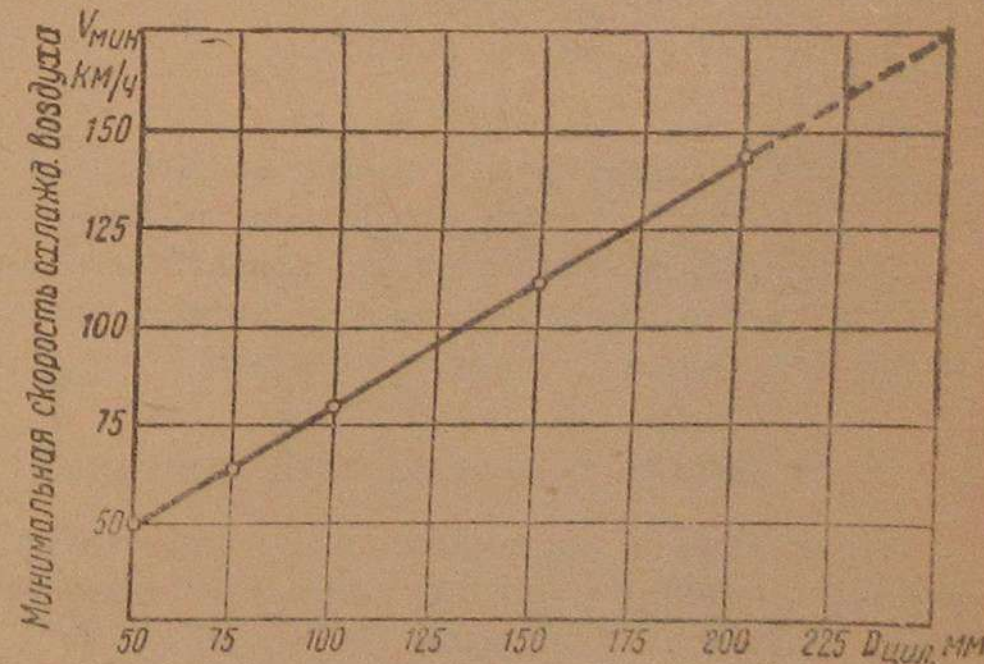


Рис. 1.



Хьюботтер рекомендует примерно такие же значения:

$$V = 0,85 \div 1,0 \text{ м}^3/\text{мин-л. с.},$$

но при обязательном условии капотирования цилиндров.

Хельдт для автомобильных двигателей рекомендует подавать охлаждающий воздух в количестве

$$V = 1,6 \text{ м}^3/\text{мин-л. с.}$$

Данные подсчетов удельного расхода охлаждающего воздуха в существующих автомобильных двигателях приведены в табл. 1 и показывают, что для двигателей с алюминиевой головкой имеют место значения  $V = 1 \div 1,2 \text{ м}^3/\text{мин-л. с.}$ , а для чугунных цилиндров может быть принято  $— 1,6 \text{ м}^3/\text{мин-л. с.}$

Таблица 1

Значения удельных расходов охлаждающего воздуха для существующих автомобильных двигателей

Двигатель	Мощность в л. с.	Производительность вентилятора	Удельный расход воздуха	Головка цилиндра	Степень охлаждения
„Франклин“ . . . . .	95	105	1,11	Алюм.	Удовлетворительная
SARA . . . . .	20	27	1,35	Чуг.	Удовлетворительная
„Виккерс“ . . . . .	90	144	1,6	„	Не совсем удовлетворительная

Джодж рекомендует величину расхода воздуха на охлаждение  $V = 2,3 \text{ м}^3/\text{мин-л. с.}$  при перепаде температур в  $15^\circ\text{C}$ .

Подобный расход воздуха гарантирует двигатель от перегрева, но осуществление вентиляционной системы для транспортных машин на такую производительность представляет значительные трудности.

### 3. Величина охлаждающей поверхности и размеры ребер

Правильно и пропорционально сконструированная поверхность охлаждения цилиндров является одним из основных факторов, обеспечивающих надежное охлаждение.

Джибсоном произведены опыты с алюминиевым цилиндром  $4\frac{3}{4}$  дм.  $\times$   $5\frac{1}{2}$  дм. при  $n = 1800$  об/мин., поверхность охлаждения которого изменялась посредством удаления части охлаждающих ребер. Результаты опытов сведены в табл. 2 и показывают влияние поверхности охлаждения на работу двигателя при двух значениях скорости охлаждающего воздуха.

С увеличением поверхности охлаждения температура цилиндра и расход топлива понижаются, а среднее эффективное давление газов повышается.

### Влияние поверхности охлаждения на работу цилиндра

Поверхность охлаждения в $\text{см}^2$	1860	3900	6510	Скорость охлаждающего воздуха в $\text{км/час}$
Температура головки цилиндра в $^\circ\text{C}$	360	270	220	113
Среднее эффективное давление в $\text{кг/см}^2$ . . . . .	—	320	260	72,5
Расход бензина в $\text{г/э.с.ч}$ . . . . .	6,96	7,6	8,1	113
	—	7,17	7,67	72
	306	281	254	113
	—	295	277	72,5

На рис. 2 данная зависимость построена в виде кривых (для скорости охлаждающего воздуха  $113 \text{ км/час}$ ).

Приведенные значения свидетельствуют о необходимости точного определения величины и правильного конструктивного выполнения охлаждающей поверхности.

В настоящее время охлаждающая поверхность оценивается по своему значению ( $\text{см}^2/\text{л. с.}$ ), и различными исследователями рекомендуются

величины, отличающиеся друг от друга на  $30—50\%$ . Последнее свидетельствует об отсутствии твердо выработанных практикой норм.

Значения удельных поверхностей охлаждения, рекомендуемые различными исследователями, сведены в табл. 3.

Табл. 3 подчеркивает исключительную несогласованность данных удельной поверхности охлаждения.

В табл. 4 приводятся значения удельных поверхностей охлаждения для существующих транспортных двигателей, подсчитанные автором. Для сравнения влияния алюминиевых и чугунных поверхностей геометрические величины первых увеличены на  $50\%$ .

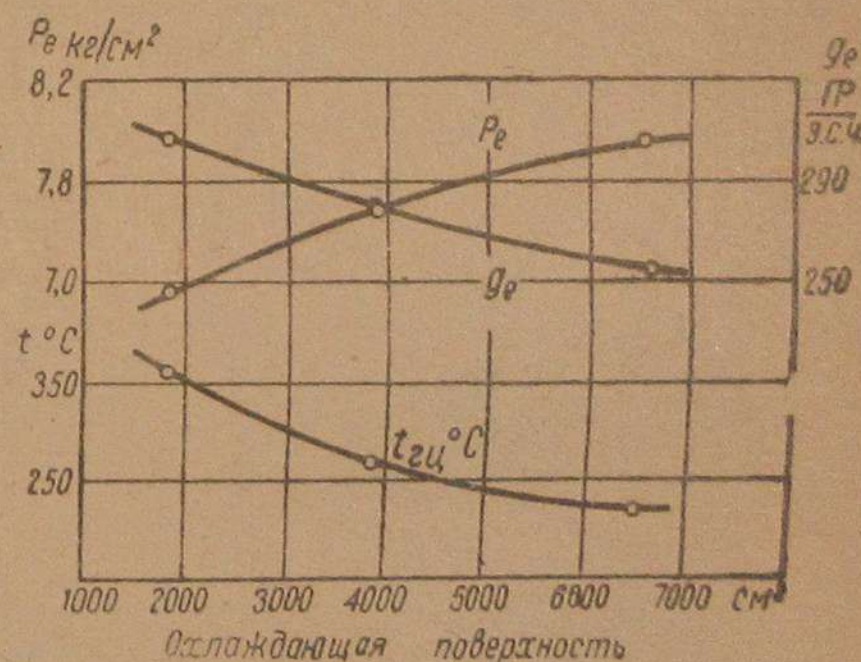


Рис. 2.



Таблица 3

Автор	Поверхность охлаждения $см^2/л. с.$	Скорость охлаждающего потока $км/час$	Материал охлаждающей поверхности
Джибсон . . . . .	520—660	100	Цилиндры чугуна, стальн.
Херон . . . . .	370	—	
Хьюботтер . . . . .	375—480	96	
Хьюботтер . . . . .	250—320	96	Алюм. цилиндры

Таблица 4

Удельная поверхность охлаждения для некоторых транспортных двигателей

Наименование двигателя	Поверхность охлаждения $см^2$			Удельная поверхность охлаждения $см^2/л. с.$	Примечание	
	$N_e$ л. с.	головка	цилиндр			общая
„Франклин“ . . . .	95	14 300	—	32 900	347	Без пересчета на чугун
		22 500	18 600	41 100		
„Феномен“ . . . .	35	—	—	11 400	326	Чугун. цилиндры и головки
„Виккерс“ . . . . .	90	—	—	28 500	317	

Из табл. 4 можно сделать следующие заключения: 1) применение алюминия обеспечивает значительное увеличение охлаждающей поверхности (эквивалентно); 2) номинальные значения охлаждающей поверхности будут близки друг к другу и колеблются от 317 до 350  $см^2/л. с.$ ; 3) посредством специального капотирования („Виккерс“) цилиндров и наиболее выгодного направления охлаждающего потока („Феномен“) чугунные цилиндры могут обеспечить удовлетворительное охлаждение даже при ограниченной охлаждающей поверхности.

В среднем для автомобильных двигателей удельную поверхность охлаждения можно принять для чугунных цилиндров при капотировании  $f=375 см^2/л. с.$ , при алюминиевых головках поверхность можно уменьшить ~ на 25%.

При оценке размеров охлаждающей поверхности необходимо проверять тепловую нагрузку ребер, определяемую как количество тепла.

подлежащего рассеиванию и приходящегося на 1  $м^2$  охлаждаемой площади в минуту, т. е.

$$q = \frac{Q}{F} \text{ кал}/\text{м}^2 \cdot \text{мин},$$

где:  $Q$  — количество *кал* тепла, подлежащего рассеиванию в 1 мин.,  
 $F$  — охлаждающая поверхность цилиндров в  $м^2$ ,  
 $q$  — удельное количество тепла.

По опытным данным различных экспериментаторов, эта величина колеблется в пределах  $q=250 \div 350 \text{ кал}/\text{м}^2 \cdot \text{мин}.$

### Ребра

Поверхность охлаждения создается посредством специальных ребер, покрывающих цилиндры. Поэтому установление наиболее выгодных и пропорциональных размеров ребер является важнейшим условием при расчете рациональной конструкции системы охлаждения.

Германским научно-исследовательским институтом воздухоплавания проведены специальные исследования ребер цилиндров по теплоотдаче.

Для испытания выбраны треугольные ребра трех типов:

- А — шаг 8 мм,
- В — шаг 5 мм,
- С — шаг 4 мм.

Начинались опыты с ребер высотой 42 мм. Ребра обтачивались соответственно опытам до 28, 14 и 7 мм (рис. 3).

Дальнейшие опыты производились с совершенно гладкими цилиндрами.

На рис. 4 представлено изменение теплоотдачи различными типами ребер в зависимости от скорости охлаждающего воздуха. Из приведенных кривых можно заключить, что наибольшей теплоотдачей обладает тип С (ребра тонкие с малым шагом).

На рис. 5 представлено изменение коэффициента теплоотдачи  $E$  в зависимости от высоты ребра для различных скоростей обдува.

Теплопередача увеличивается с увеличением высоты ребер, но значительное увеличение (больше 28 мм) ведет к замедленному приросту

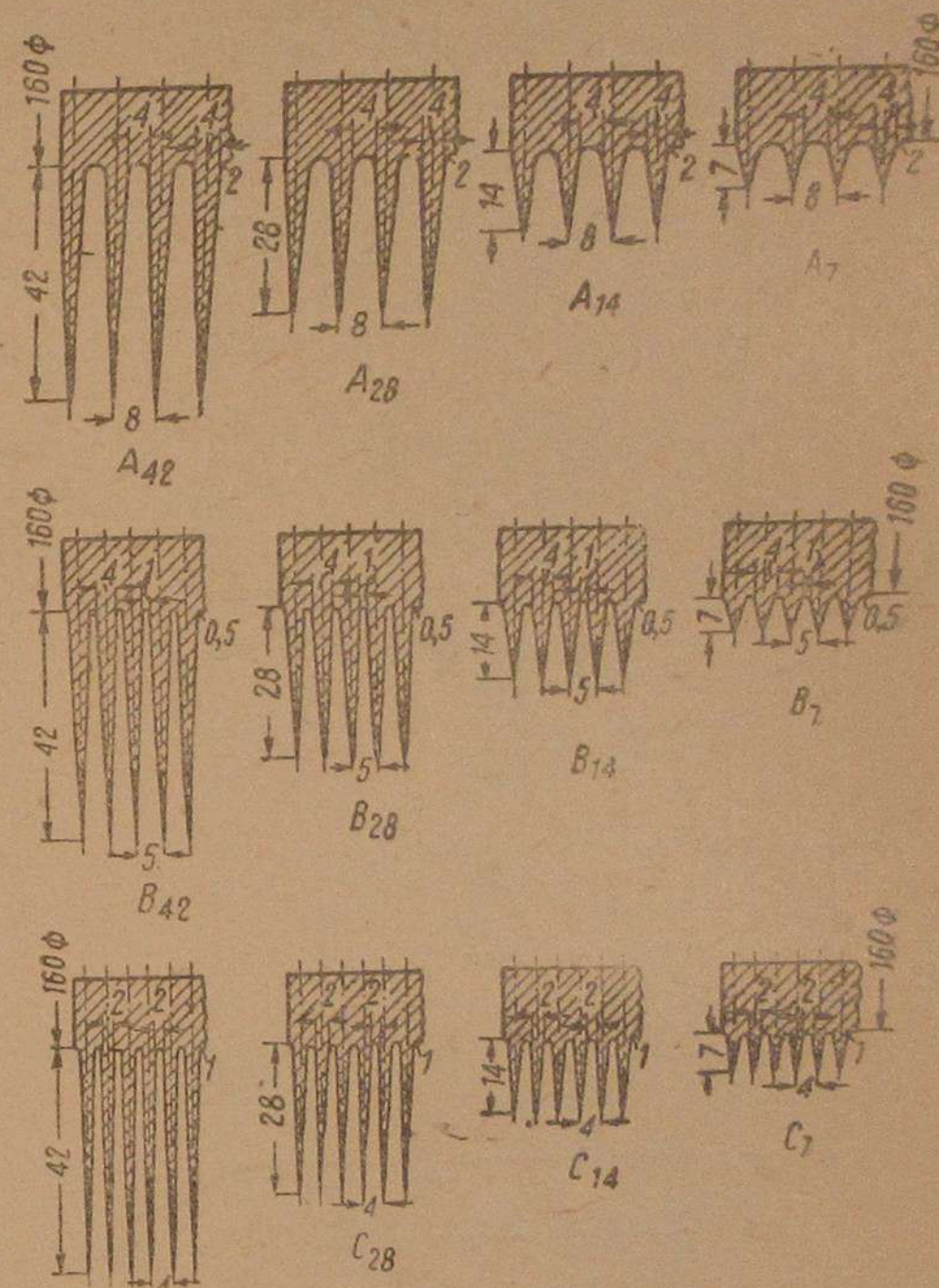


Рис. 3.



теплопередачи, особенно у слабых ребер типа С, даже при значительной скорости охлаждающего воздуха. Данные кривые показывают преимущества ребер типа С перед другими.

Шаг ребер для каждого отдельного случая имеет свое наивыгоднейшее значение. Теоретически обоснованных расчетов ребер не имеется, и при выборе основных размеров приходится пользоваться опытными данными.

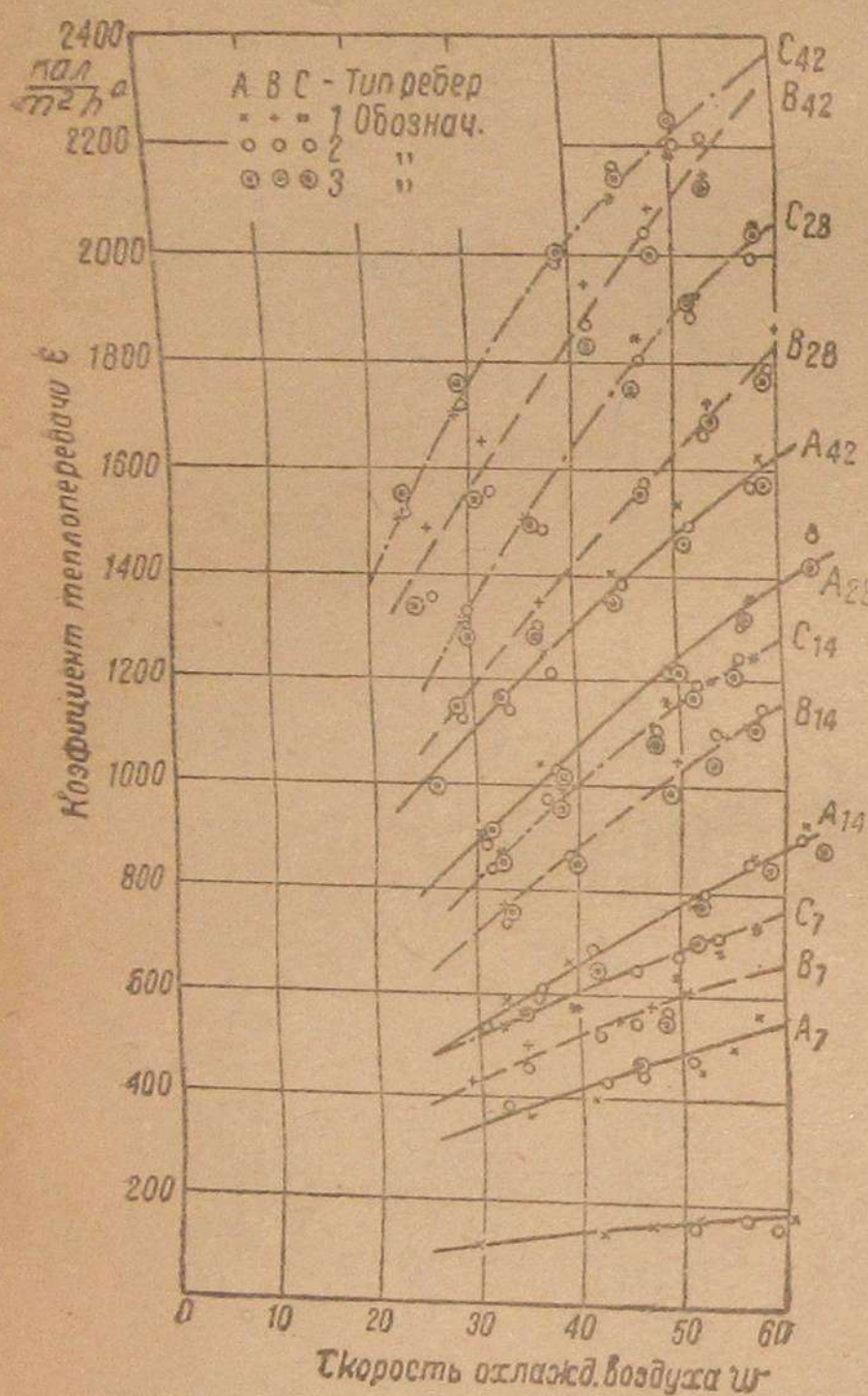


Рис. 4.

Известные исследователи воздушного охлаждения Джибсон, Херон, Хьюботтер на основании своих наблюдений рекомендуют соотношения для ребер, приводимые в табл. 5.

Таблица 5

Автор	$h$	$S$	$S'$	$t$
Джибсон . . . . .	30	$0,1 h$	$0,5 S$	8—9
Херон . . . . .	25	3,6	2	9,5
Хьюботтер . . . . .	0,35	2+2,5	$0,018D$	$0,1 D$

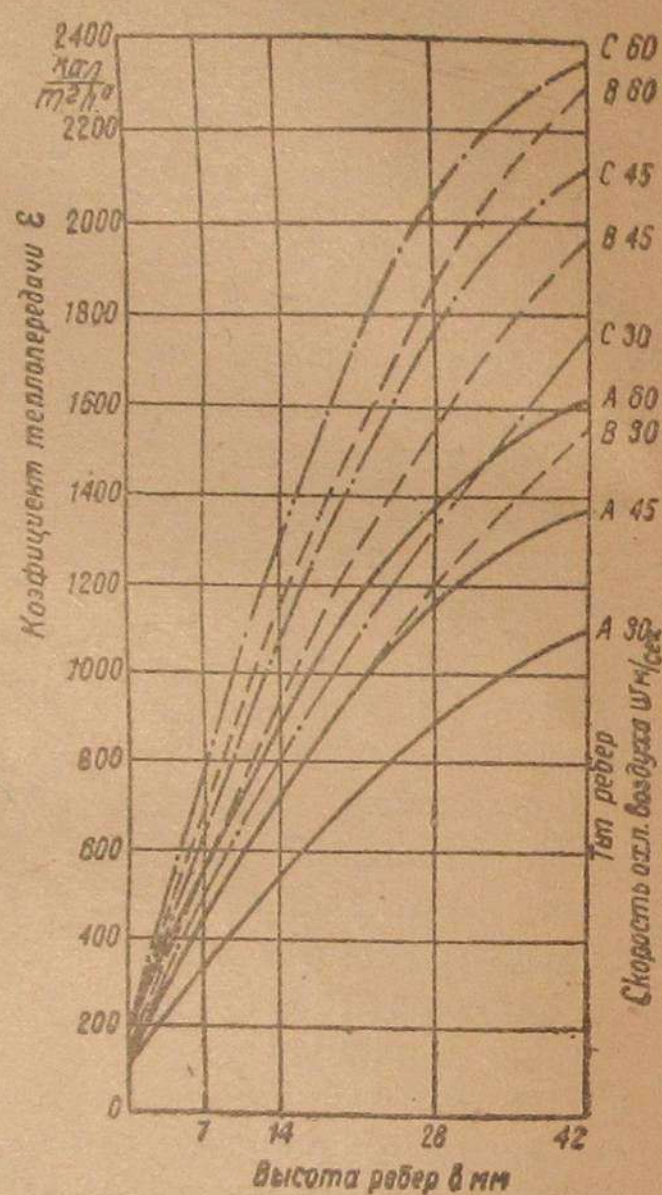


Рис. 5.

Здесь обозначено:

- $D$  — диаметр цилиндра в мм,
- $h$  — высота ребра в мм,
- $S$  — толщина ребра у основания в мм,
- $S'$  — толщина ребра в вершине в мм,
- $t$  — расстояние между ребрами в мм.

Высота оребрения по стакану цилиндра определяется ходом иориния и равна ему.

Размеры ребер на существующих транспортных двигателях в основном согласуются с данными табл. 5.

В табл. 6 приведены размеры ребер некоторых транспортных двигателей, находящихся в эксплуатации.

Таблица 6

Двигатель	$h$	$S$	$S'$	$t$	Примечание
„Франклин“ . . . . .	55,0 32,0	4,0 3,0	2,5 2,0	7,0 8,0	Алюминиевые Чугунные
„Виккерс“ . . . . .	30	3,5	2,5	9	
„Феномен“ . . . . .	17,0	3,5	1,5	7,5	
„Харлей-Давидсон“ . . . . .	22,0	3,0	2,0	9,0	

#### 4. Расчетная температура стенки цилиндра и охлаждающего воздуха

Правильная оценка расчетной температуры обеспечивает надежное охлаждение двигателя и устраняет затруднения проектирования системы охлаждения с излишне большой производительностью.

Это имеет актуальнейшее значение в транспортных машинах вследствие затруднений при размещении системы охлаждения.

Расчетная температура стенки цилиндра должна быть ниже допустимой рабочей температуры для обеспечения некоторого запаса на неточность расчета.

Теоретически обоснованных данных о наивысшей рабочей температуре стенок цилиндров не имеется, но, исходя из экспериментально-опытных наблюдений, можно сказать, что она может быть принята равной  $300^{\circ}\text{C}$ .

При дальнейшем повышении температуры резко падает мощность двигателя, главным образом вследствие понижения коэффициента наполнения, и создается опасность заедания поршней.

Расчетная температура цилиндра может быть принята на 50% ниже допустимой, т. е.  $\sim 200^{\circ}\text{C}$ .



Расчетная температура охлаждающего воздуха должна определяться из климатических условий местности, в которой будет работать данный двигатель.

По наблюдениям установлено, что при температуре охлаждающего воздуха перед цилиндрами  $\sim 30^\circ \text{C}$ , последняя достигает  $\sim 80^\circ \text{C}$  за цилиндрами.

За расчетную температуру охлаждающего воздуха средней полосы СССР можно принять  $t_{ox} = 25^\circ \text{C}$ .

Допускать значительный перепад температур охлаждающего воздуха ( $50-60^\circ \text{C}$ ) не рекомендуется, очень низкий перепад ведет к безобразному увеличению размеров вентилятора и воздухоподводящих коридоров. Наиболее целесообразный перепад температур охлаждающего воздуха можно рекомендовать  $15-20^\circ \text{C}$ .

#### Примеры расчета системы воздушного охлаждения двигателей

Задача расчета системы воздушного охлаждения двигателя может решаться несколькими методами.

В практике встречаются следующие задачи: 1) расчет системы охлаждения вновь проектируемого двигателя при отсутствии подобной конструкции в эксплуатации; 2) поверочный расчет системы охлаждения с целью выявления основных параметров данной системы для оценки их с точки зрения пригодности в связи с изменившимся режимом работы и охлаждения двигателя (топливо, регулировка, нагрузка и пр.); 3) расчет системы охлаждения по методу подобия, когда имеется геометрически подобная конструкция цилиндра, достаточно исследованная, но отличающаяся от рассчитываемой размерами и режимом работы.

Каждая из трех приведенных задач характеризуется данными, которыми можно оперировать и на которые можно полагаться, как на проверенные экспериментом или в эксплуатации.

Наиболее совершенным и теоретически обоснованным нужно признать метод подобия, но для его применения необходимы широкие эксперименты с прототипом, на базе которых и строится весь последующий расчет.

Широкое применение такого метода возможно при накоплении значительного опытного материала по воздушному охлаждению двигателей.

Остальные два метода не требуют исследований обязательно подобных конструкций, а базируются на средних значениях параметров охлаждения, полученных различными экспериментаторами в результате ряда исследований разнообразных конструкций и типов двигателей. Эти методы дают возможность решить задачу с достаточным приближением, и сложность применения последних методов заключается в выборе значений коэффициентов и отдельных параметров.

Ниже на конкретных примерах показано применение двух методов расчета системы воздушного охлаждения двигателей.

**1-й пример.** Расчет охлаждения вновь проектируемого двигателя (тип „Франклин“)

Основные размеры и конструкция двигателя: диаметр цилиндра, ход поршня, толщина стенок, расположение клапанов, всасывающих и выпускных трубопроводов, — выявляются в результате теплового расчета,

расчета на прочность и подбором отдельных элементов по существующим конструкциям.

В данном случае в задачу расчета входит определение следующих параметров: 1) количество тепла, подлежащего отводу, 2) размеры охлаждающей поверхности (ребра), 3) потребный расход охлаждающего воздуха и скорость потока, 4) подбор вентилятора, 5) подбор размеров воздухоподводящих коридоров системы охлаждения.

Для простоты расчета принимаем, что коэффициент избытка воздуха равен единице ( $\alpha = 1$ ).

#### Количество тепла, подлежащего отводу с поверхности цилиндров

Тепловым расчетом установлено, что расход топлива на 1 э. с.-ч. составляет  $g_e = 300 \text{ г/э. с.-ч.}$

Теплотворная способность топлива:

$$h_u = 10\,500 \text{ кал/кг.}$$

Мощность двигателя по заданию:

$$N_e = 100 \text{ л. с.}$$

Количество тепла, введенного в двигатель с топливом:

$$Q_m = g_e \cdot N_e \cdot h_u = 0,3 \times 100 \times 10\,500 = 315\,000 \text{ кал/час.}$$

Количество тепла, подлежащего отводу с поверхности цилиндров, выразится формулой:

$$Q_u = (0,14 + 0,18) \% Q_m.$$

Для большей надежности задаемся коэффициентом 0,18, тогда:

$$Q_u = 0,18 \cdot Q_m = 0,18 \times 315\,000 = 56\,800 \text{ кал/час,}$$

т. е. в минуту:

$$q_u = \frac{Q_u}{60} = \frac{56\,800}{60} = 948 \text{ кал/мин.}$$

#### Поверхность охлаждения

По опытным данным, удельное количество тепла на поверхности цилиндра допускается  $q_{уд} = 250 + 400 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{мин.}$

Выбираем меньшую нагрузку  $q_{уд} = 250 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{мин.}$

Общая поверхность охлаждения двигателя будет:

$$F = \frac{q_u}{q_{уд}} = \frac{948}{250} = 3,79 \text{ м}^2 \text{ или } 37\,900 \text{ см}^2.$$

Принимая во внимание, что в нашей конструкции головка алюминиевая, оцениваем ее поверхность  $F_{гол} = 50\%$  всей поверхности цилиндров и, приводя ее значение к чугуну, получаем:

$$F_{чуг} = 0,5 F + 0,5 F \cdot 1,5 = 1,25 F = 1,25 \times 37\,900 = 47\,400 \text{ см}^2,$$

или удельная поверхность охлаждения на 1 л. с. будет:

$$f = \frac{47\,400}{100} = 474 \text{ см}^2/\text{л. с.}$$



В данном случае значение удельной поверхности охлаждения несколько превышает соответствующую величину в существующих двигателях, но не выходит за пределы норм, рекомендуемых Хероном и Хьюботтером, а следовательно может считаться вполне удовлетворительным.

Основные размеры ребер выбираем в зависимости от диаметра, как рекомендованные различными исследователями.

Из теплового расчета определено — диаметр цилиндра  $d_{ц} = 90$  мм.

	Хьюбот-тер	Джибсон	Выби-раем
Толщина ребра в мм . . . . .	3,6/2	3/1,5	3/1,5
Шаг " " " . . . . .	9,5	8,9	8,0
Высота " " " . . . . .	25	30	30

По конструктивным соображениям и производственным возможностям алюминиевые ребра выполняются на 50% выше, т. е.

$$h_{ал} = 45 \text{ мм.}$$

При проектировании необходимо разместить ребра таким образом, чтобы не меньше 50% охлаждающей площади находилось на головке цилиндров (не ниже в. м. т.), для чего, если потребуется, уменьшить шаг ребер до 6 мм.

#### Расход охлаждающего воздуха

Расход воздуха на охлаждение определяем, исходя из установленных практикой коэффициентов и данных величин, а окончательно проверяем по данным существующих двигателей.

Принимаем, что теплоемкость 1 кг воздуха  $C = 0,24 \text{ кал/кг}^\circ\text{C}$ ,

удельный вес воздуха  $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ,

температура входящего воздуха  $t_{вх} = 30^\circ\text{C}$ ,

температура выходящего воздуха  $t_{вых} = 60^\circ\text{C}$ ,

температурный перепад  $\Delta t = 30^\circ\text{C}$ .

Минутный расход охлаждающего воздуха на весь двигатель:

$$V_{мин} = \frac{q_{ц}}{C \cdot \Delta t} = \frac{948}{0,24 \times 1,2 \times 30} = 110 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

$$V_{сек} = \frac{110}{60} = 1,83 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Удельный расход воздуха на 1 л. с.

$$V_{уд} = \frac{V_{мин}}{N_e} = \frac{110}{100} = 1,1 \text{ м}^3/\text{мин.-л. с.}$$

Учитывая, что экспериментаторы рекомендуют  $V_{уд} = 0,85 \div 1 \text{ м}^3/\text{мин.-л. с.}$ , а на существующих конструкциях  $V_{уд} = 1 \div 1,35 \text{ м}^3/\text{мин.-л. с.}$ , можно считать, что определенная нами величина удовлетворительна. При наличии габаритных возможностей  $V_{уд}$  можно повысить до  $1,5 \text{ м}^3/\text{мин.-л. с.}$

#### Вентилятор

1. Определение исходных величин (тип вентилятора „Сирокко“)

Расчет ведем для средне-эксплуатационных оборотов двигателя  $n = 2800$  об/мин.

**Потребный напор.** Напор определяется суммой сопротивлений системы и скоростью воздушного потока.

Учитывая, что по данным Джибсона минимальная скорость для цилиндров  $d_{ц} = 100$  мм равна  $w = 80 \text{ км/час}$ , задаемся с запасом  $w = 120 \text{ км/час}$ , тогда

$$w_{сек} = \frac{120 \cdot 1000}{3600} = 33,3 \text{ м/сек.}$$

Скоростной напор поэтому будет:

$$h_{ск} = \frac{w_{сек}^2}{2g} = \frac{33,3^2}{2 \times 9,81} = 57,4 \text{ мм вод. столба.}$$

Напор, необходимый для преодоления трения воздуха о поверхность системы, подсчитаем по зависимости Ланчестера между мощностью трения и напором.

Мощность трения воздуха будет:

$$N_{тр. в} = \frac{35,3 \cdot w_{сек}}{10^8} F = \frac{35,3 \times 33,3^3}{10^8} \times 4,74 = 0,629 \text{ л. с.}$$

Отсюда напор трения:

$$h_{тр} = \frac{N_{тр. в} \cdot 75}{V_{сек}} = \frac{0,629 \times 75}{1,83} = 25,7 \text{ мм вод. столба.}$$

Полный напор имеем:

$$h_n = h_{ск} + h_{тр. в} = 83,1 \text{ мм вод. столба}$$

Тогда мощность на преодоление сопротивлений при к. п. д. всей системы  $\eta = 0,5$  теоретически будет равна:

$$N_{теор} = \frac{h_n \cdot V}{75 \cdot \eta} = \frac{83,1 \times 1,83}{75 \times 0,5} = 4,07 \text{ л. с.}$$

В данную величину входят потери на удары и завихрения, имеющие место в потоке и зависящие от конфигурации воздухопроводов.

Джодж утверждает, что действительная затрата мощности на вентилятор составляет 1,7–2,2 от величины теоретической мощности.

Тогда, принимая значение  $N_d = 2N_{теор}$  получаем:

$$N_d = 4,07 \times 2,0 = 8,14 \text{ л. с.}$$

По данным Джибсона, мощность на вентилятор составляет 0,1  $N_e$  двигателя. В нашем случае  $N_e = 100$  л. с. при  $n = 3000$  об/мин. Следовательно для нашего случая при  $n = 2800$  можно принять для расчета  $N_d = N_s = 8,5$  л. с.

Отсюда потребное эффективное давление, создаваемое вентилятором, будет:

$$h_{эф} = \frac{N_s \cdot 75}{V_{сек}} = \frac{8,5 \times 75}{1,83} = 348 \text{ мм вод. столба}$$

#### 2. Расчет вентилятора

Из предыдущих расчетов определено:

расход воздуха  $V_{сек} = 1,83 \text{ м}^3/\text{сек.}$

потребный напор  $h_{эф} = 348 \text{ мм вод. столба.}$



По опытным данным и исходя из конструктивных и габаритных условий, задаемся:

Внутренний диаметр вентилятора . . . . .	$D_1 = 0,295 \text{ м}$
Внешний диаметр вентилятора . . . . .	$D_2 = 0,375 \text{ м}$
Число лопаток . . . . .	$Z = 32 \text{ шт.}$
Высота лопаток . . . . .	$h_1 = 40 \text{ мм}$
Длина лопаток . . . . .	$b = 90 \text{ мм}$
Толщина лопаток . . . . .	$S = 3 \text{ мм}$
Манометрический к. п. д. . . . .	$\eta_p = 0,6$
Эффективный к. п. д. . . . .	$\eta_{эф} = 0,5$
Коэффициент сжатия струй (дополнительный к. п. д.)	$\eta_g = 0,75$

$\phi$  — коэффициент, характеризующий сокращение сечения за счет толщины лопаток. Для входного сечения (при угле входа воздуха  $\beta_1 = 40^\circ$ ) из условий безударного входа струи имеем:

$$\phi_1 = 1 - \frac{Z \cdot S}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1} = 1 - \frac{32 \times 0,3}{\pi \cdot 29,5 \times 0,643} = 0,84.$$

Для выходного сечения, если  $\beta_2 = 47^\circ$ :

$$\phi_2 = 1 - \frac{Z \cdot S}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2} = 1 - \frac{32 \times 0,3}{\pi \cdot 37,5 \times 0,673} = 0,873.$$

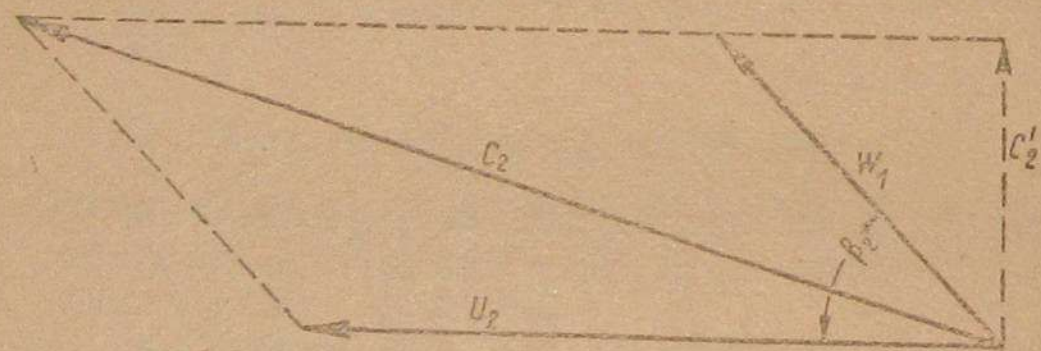


Рис. 6.

Окружная скорость на окружности входа в вентилятор:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,295 \times 28}{60} = 43 \text{ м/сек.}$$

Окружная скорость на окружности выхода из вентилятора:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,375 \times 2800}{60} = 54,8 \text{ м/сек.}$$

Обозначив через  $C_1$  и  $C_2$  абсолютные скорости входа и выхода воздуха на лопатках, получим (см. рис. 6 и 7):

$$C_1 = \frac{V_{сек}}{\pi \cdot D_1 \cdot b \cdot \eta_g \cdot \phi_1} = \frac{1,83}{\pi \cdot 0,295 \times 0,09 \times 0,75 \times 0,84} = 35,0 \text{ м/сек.}$$

$$C_2 = \frac{V_{сек}}{\pi \cdot D_2 \cdot b \cdot \eta_g \cdot \phi_2} = \frac{1,83}{\pi \cdot 0,375 \times 0,09 \times 0,75 \times 0,873} = 26,3 \text{ м/сек.}$$

откуда:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} = \frac{35,0}{43} = 0,835$$

или  $\beta_1 = 39^\circ 30'$ .

Оставляем  $\beta_1 = 40^\circ$ ;  $\beta_2 = 47^\circ$ .

Значение теоретического напора вентилятора выразится следующей формулой:

$$H = \frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - U_2 w_2 \cos \beta_2 + U_1 w_1 \cos \beta_1 = U_2^2 - U_1^2 + U_2 C_2 + U_1.$$

Подставляя соответствующие значения, получаем:

$$H = \frac{54,8^2 - 43^2 + 54,8 \times 26 + 43^2}{9,81} = 452 \text{ мм вод. столба,}$$

откуда эффективный напор определяется

$$\eta_{эф} = H \cdot \gamma \cdot \eta_p = 452 \times 1,24 \times 0,6 = 337 \text{ мм вод. столба,}$$

что можно считать совпадающим с ранее определенной величиной.

### 3. Построение лопаток

Построение производим по способу Риттенгера.

Загиб лопаток — вперед по направлению вращения.

Зная из предыдущего расчета величины  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $D_1$ ,  $D_2$ , из соответствующих треугольников (рис. 6 и 7) находим:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\sin (\beta_2 - \beta_1)}{\frac{D_2}{D_1} + \cos (\beta_2 - \beta_1)} = \frac{\sin (47 - 40)}{\frac{375}{295} + \cos (47 - 40)} = 0,054$$

или  $\gamma = 3^\circ 10'$ .

По полученным данным графическим способом определяем радиус кривизны  $r = 27 \text{ мм}$  и центр окружности лопатки.

### Расчет сечений воздухопроводящей системы

Расчетом сечений воздухопроводящей системы достигается подбор рациональных размеров, позволяющих добиться плавных переходов и снизить ударные потери до минимума.

Скорость во всасывающем отверстии улитки вентилятора по конструктивным соображениям определяем:

$$D_3 = 285 \text{ мм.}$$

Тогда

$$w_3 = \frac{V_{сек}}{\pi \cdot D^2} = \frac{1,83}{\pi \cdot 0,285^2} = 28,8 \text{ м/сек.}$$

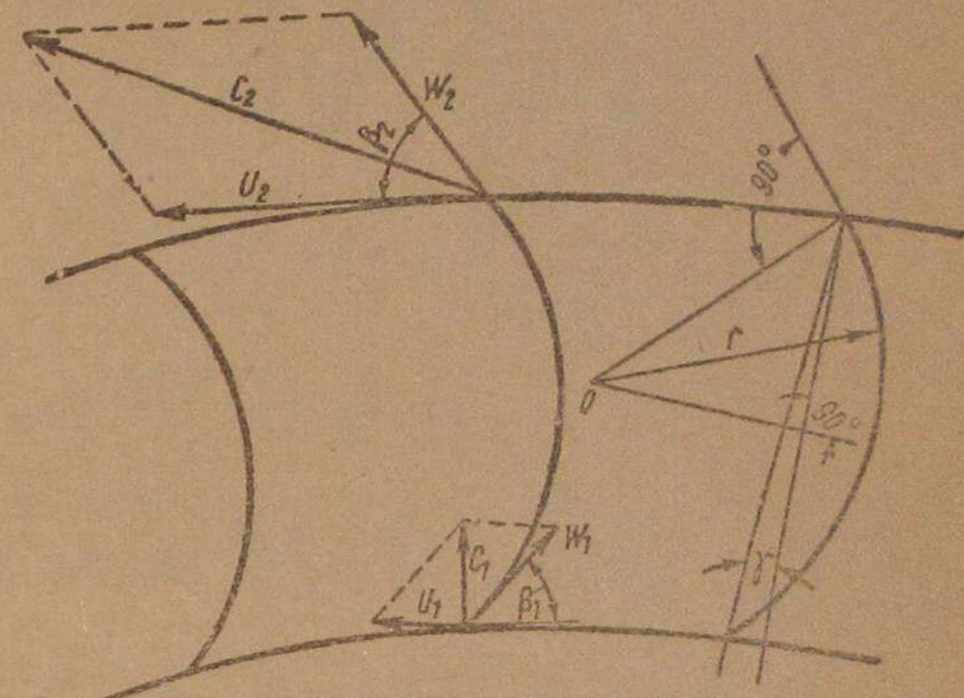


Рис. 7.



Так как  $w_3$  меньше скорости основного воздушного потока не на много ( $w_{сек} = 33,5 \text{ м/сек}$ ), то данную величину можно признать удовлетворительной.

Скорости в улитке вентилятора (рис. 8)

Из конструкции известно, что ширина улитки  $a = 200 \text{ мм}$ . Допускаемое приращение радиуса улитки  $\Delta r = 5 \text{ мм}$  на 1 лопатку. Поэтому имеем:

$$w_4 = \frac{V_{сек}}{z \cdot \Delta r \cdot a} = \frac{1,83}{32 \times 0,005 \times 0,2} = 57 \text{ м/сек},$$

что для улитки вполне удовлетворительно.

Сечение колена, соединяющего улитку с верхним кожухом

Задаемся скоростью  $w_5 = 30 \text{ м/сек}$ .

$$f_{кол} = \frac{V_{сек}}{w_5} = \frac{1,83}{30} = 0,061 \text{ м}^2.$$

Выбираем прямоугольное сечение. Одна сторона равна ширине улитки  $a = 200 \text{ мм}$ , другая  $b = \frac{f}{a} = \frac{0,061}{0,2} = 0,305 \text{ м} = 305 \text{ мм}$ .

### 2-й пример. Расчет по методу подобия

Этот метод дает возможность по среднему коэффициенту теплопередачи  $\alpha_{cp}$ , зная его зависимость от параметров подобия, определить значение среднего коэффициента теплопередачи ( $\alpha_x$ ) и температуры стенки цилиндра ( $t_x$ ) для нового, геометрически подобного цилиндра.

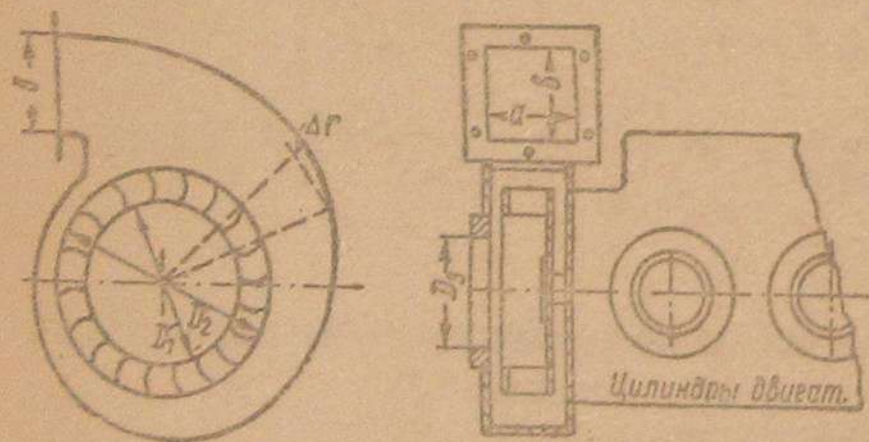


Рис. 8.

По величинам  $\alpha_x$ ,  $t_x$ ,  $d_x$  и температуре охлаждающего воздуха можно подсчитать необходимую поверхность охлаждения подобного цилиндра.

В качестве задачи разберем случай подбора геометрически подобного цилиндра двигателя „Виккерс“.

Предыдущим методом определяем, что количество тепла, подлежащего отводу охлаждающим воздухом от всего двигателя, равно:

$$Q_{ц} = 49\,500 \text{ кал/час.}$$

Тогда с поверхности одного цилиндра (при 4-цилиндровом двигателе):

$$Q_{1ц} = 12\,375 \text{ кал/час 1 цил.}$$

Так как  $N_e = 90 \text{ л. с.}$ , то  $N_{e1ц} = \frac{90}{4} = 22,5 \text{ л. с.}$

Следовательно, удельное количество тепла на 1 л. с.

$$q_{уд} = \frac{12\,375}{22,5} = 549 \text{ кал/э. с. ч.}$$

Охлаждающая поверхность одного цилиндра равна:

$$F_{1ц} = 0,712 \text{ м}^2.$$

Средняя температура стенок цилиндров, по опытам автора, равна  $t_{cp} = 173^\circ \text{ С}$ , температура охлаждающего воздуха при этом  $t_{ох.в} = 8^\circ \text{ С}$ . Средний коэффициент теплопередачи для испытанного цилиндра будет:

$$\alpha_{cp} = \frac{Q_{1ц}}{F_{1ц}(t_{cp} - t_в)} = \frac{12\,375}{0,712(173 - 8)} = 105 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Коэффициент теплопередачи для цилиндра, подобного данному по параметрам подобия, выразится следующей формулой:

$$\alpha_x = K \cdot \lambda_x \left( \frac{\rho_x}{\mu_x} \right)^n \cdot \frac{w_x^n}{d_x^{1-n}}.$$

Средняя температура, к которой относятся физические константы, в данном случае равна:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{cp} + t_{воз}}{2} = \frac{173 + 8}{2} = 90,5^\circ \text{ С.}$$

Заменяя отношения  $\frac{\rho_x}{\rho}$  через  $\frac{\gamma_x}{\gamma}$ , получаем для коэффициента теплопередачи искомого цилиндра функцию подобия следующего вида:

$$\alpha_x = \alpha_{cp} \cdot \frac{\lambda_x}{\lambda} \left( \frac{\mu}{\mu_x} \right)^n \left( \frac{\gamma_x}{\gamma} \right)^n \left( \frac{w_x}{w} \right)^n \left( \frac{d}{d_x} \right)^{1-n}.$$

Согласно опытным данным, показатель числа Рейнольдса принимаем равным  $R_e = 0,275$ .

По условиям работы ( $\Delta t_{cp} = 90,5^\circ \text{ С}$ ), физические константы будут следующими:  $\lambda = 0,0257$ ;  $\gamma = 0,97$ ;  $\mu = 22,3 \times 10^{-6}$ .

Скорость  $w = 94 \text{ км/час}$  (из опыта).

Пользуясь данной функцией подобия, можем определить необходимую поверхность охлаждения для цилиндра, например меньшего диаметра ( $\alpha_x = 100 \text{ мм}$ ), и мощности в одном цилиндре  $N_{e1ц} = 20 \text{ л. с.}$  при режиме охлаждения:  $t_{ц.ср} = 180^\circ \text{ С}$ ;  $t_{ох.в} = 30^\circ \text{ С}$ ;  $w_x = 120 \text{ км/час}$ .

При данной средней температуре:

$$\Delta t_x = \frac{180 + 30}{2} = 105^\circ \text{ С.}$$

Физические константы будут иметь следующие значения:

$$\lambda_x = 0,0272; \gamma_x = 0,94; \mu_x = 23,7 \times 10^{-6}.$$



Инж. Б. Ф. КОНЕВ и Д. С. ВОРОНИН

## К ВОПРОСУ О ПРИМЕНЕНИИ ОПРОКИНУТОГО КАРБЮРАТОРА НА ДВИГАТЕЛЕ ЗИС-5

Для выявления действительной размерности термодинамических качеств, сообщаемых двигателю при опрокинутом процессе карбюрации, в карбюраторной лаборатории НАТИ были произведены специальные испытания сравнительно с карбюратором нормального потока.

Испытания были проведены на двигателе ЗИС-5 № 87681, установленном на электрическом тормозном стенде, снабженном педель-динамо типа НН-400 производства Харьковского электромеханического завода. Для замера крутящего момента стенд был оборудован реверсивными десятичными весами по типу Спрега. Контроль скорости вращения коленчатого вала двигателя осуществлялся стационарным тахометром „Горн“, тщательно протарированным перед испытанием с помощью суммарного счетчика оборотов.

Расход топлива определялся по времени истечения известной дозы его из стеклянных мерных шаров (стандартный способ). Все испытания производились на эксплуатационном бензине 2-го сорта, удельный вес которого колебался в пределах от 0,760 до 0,770 г/см<sup>3</sup> при 15°С.

В качестве смазки двигателя применялось масло Союзнефти автол 10. Температура его регулировалась водяным охлаждением наружных стенок картера и поддерживалась на уровне 67—70°С.

Охлаждение двигателя производилось с помощью смесительного бака, имеющего регулируемое добавление холодной воды из водопровода, слив излишков в канализацию и помпу с электромотором для прокачивания через рубашку двигателя.

Температура выходящей из двигателя воды поддерживалась на уровне 70—73°С, входящая же вода при этом имела температуру 60—63°С.

Опережение зажигания устанавливалось наименее выгодным для каждого режима по максимуму мощности (показания весов и тахометра).

Все опыты производились на двигателе, лишенном вспомогательного оборудования (вентилятор, воздухоочиститель, водяная помпа), а потому цифровые данные их применить непосредственно к эксплуатации нельзя. Однако, с точки зрения решения поставленных задач, исключение лишних, могущих повлиять на результаты, факторов совершенно необходимо.

Полученные в различное время, при различных барометрических давлениях, величины крутящего момента, среднего эффективного давления и эффективной мощности приводились к нормальным атмосферным условиям (760 мм рт. столба и 15°С) по стандарту ГУТАП.

Методика испытаний сводилась к следующему.

Подставляя соответствующие значения в функцию подобия коэффициента теплопередачи, получим:

$$\alpha_x = 110,5 \times \frac{0,0272}{0,0257} \times \left( \frac{22,3 \times 10^{-6}}{23,7 \times 10^{-6}} \right)^{0,275} \times \left( \frac{0,94}{0,97} \right)^{0,275} \times \left( \frac{120}{94} \right)^{0,275} \times \left( \frac{120}{100} \right)^{0,275};$$

$$\alpha_x = 111 \times 0,94^{0,275} \times 0,97^{0,275} \times 0,128^{0,275} \times 1,2^{0,275};$$

$$\alpha_x = 138,2 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Имея в виду, что  $Q_u = q_{уд} \cdot N_e$  и оставляя  $q_{уд}$  таким же, как и в подобном типе, т. е.  $q_{уд} = 550$ , из уравнения

$$Q_u = F_x \cdot \alpha_x \cdot \Delta t_x,$$

получим:

$$q_{уд} \cdot N_e = F_x \cdot \alpha_x \cdot \Delta t_x.$$

Отсюда определяем величину охлаждающей поверхности в прототипе цилиндра:

$$F_x = \frac{q_{уд} \cdot N_e \cdot t_{ч}}{\alpha_x \cdot \Delta t_x} = \frac{550 \times 20}{138,2 \times 105} = 0,530 \text{ м}^2.$$

По полученной функции можно подсчитать средние температуры цилиндров, а также и максимальные температуры головки, принимая, что  $t_{ч, ср} \approx 0,75 \cdot t_{гол}$ .



Каждый из карбюраторов подвергался регулировке под двигатель ЗИС-5, в процессе которой подбирались диффузор и дозирующие топливные органы. Выбор диффузора производился по условию максимальной мощности двигателя, конечная же регулировка каждого карбюратора соответствовала определению „нормальная“ по стандарту ГУТАП при полном открытии дросселя и максимально экономичной работе при дросселировании. Напомним, что „нормальная“ регулировка карбюратора определяется часовым расходом топлива, соответствующим точке касания регулировочной кривой  $[N_e = F(G_p)]$  и касательной, имеющей тангенс угла наклона, равный единице в масштабах данной кривой (1 л. с./кг). Далее карбюраторы сравнивались по показателям эффективности и экономичности двигателя на различных режимах.

Изложенная методика страдает кропотливостью и относительной неточностью, но дает преимущество непосредственной оценки результатов применения того или иного процесса карбюрации в общепонятных единицах. Усложнение опытов заключается в необходимости непрерывного контроля за состоянием двигателя при помощи какого-либо „эталонного“ карбюратора.

В качестве объектов испытания были взяты принципиально однотипные карбюраторы типа „Зенит“, обладающие легко поддающейся регулировке компенсационной системой. Представителем карбюраторов нормального потока являлся спроектированный и изготовленный в НАТИ специально для двигателя ЗИС-5, еще до пуска последнего в массовое производство, карбюратор НАТИ-1, показавший на предварительных испытаниях исключительно высокие гидравлические и динамические свойства и оставивший далеко позади стандартную продукцию Московского карбюраторного завода — МААЗ-5.

По принципиальной схеме, изображенной на рис. 1, карбюратор НАТИ отличается от МААЗ-5 лишь отсутствием ускорительного насосика и наличием сообщения поплавковой камеры с атмосферой не непосредственно, а через свое же всасывающее отверстие. Такое устройство применяется на всех современных карбюраторах и имеет ту положительную сторону, что до известной степени аннулирует влияние сопротивления воздухоочистителя на регулировку карбюратора. Конструктивно карбюратор НАТИ совершенно не похож на МААЗ-5, имея очертания, сходные с „Зенит-156“ и устройство рычажного экономайзера по типу „Зенит-110“. По своему внутреннему устройству карбюратор НАТИ чрезвычайно прост и несложен в регулировке и уходе. Топливные каналы выполнены минимальной длины и не могут служить причиной неконтролируемого торможения потока топлива. Калибровка главного жиклера выполнена на верхнем его конце, находящемся в горловине диффузора, что дает известные преимущества с точки зрения распыливания топлива.

Отверстие холостого хода имеет удлиненную форму, обеспечивающую спокойную работу на малых оборотах и легкий переход (без провала) на рабочие режимы.

Так как тщательной регулировки карбюратора НАТИ ранее не производилось, то первоначально был произведен подбор диффузора. Базирясь на опыте карбюратора МААЗ-5, у которого наивыгоднейший размер горловины диффузора равен 26 мм, здесь были опробованы три

варианта: 26-мм и диффузор двойного распыливания с диаметром горловин соответственно 28,5 и 15 мм.

Простейшая методика подбора диффузоров сводится к снятию регулировочных диаграмм на полном дросселе и последующему сравнению характера их протекания и числовых величин. Одновременно эти же опыты позволяют подобрать регулировку дозирующих топливо органов для работы на полном дросселе.

Результаты регулировочных испытаний по указанным выше трем вариантам диффузоров представлены на рис. 2.

Диффузор двойного распыливания оказался сразу же непригодным вследствие большого сопротивления потоку воздуха и малой мощности двигателя. Из оставшихся предпочтение следует отдать 26-мм диффузору,

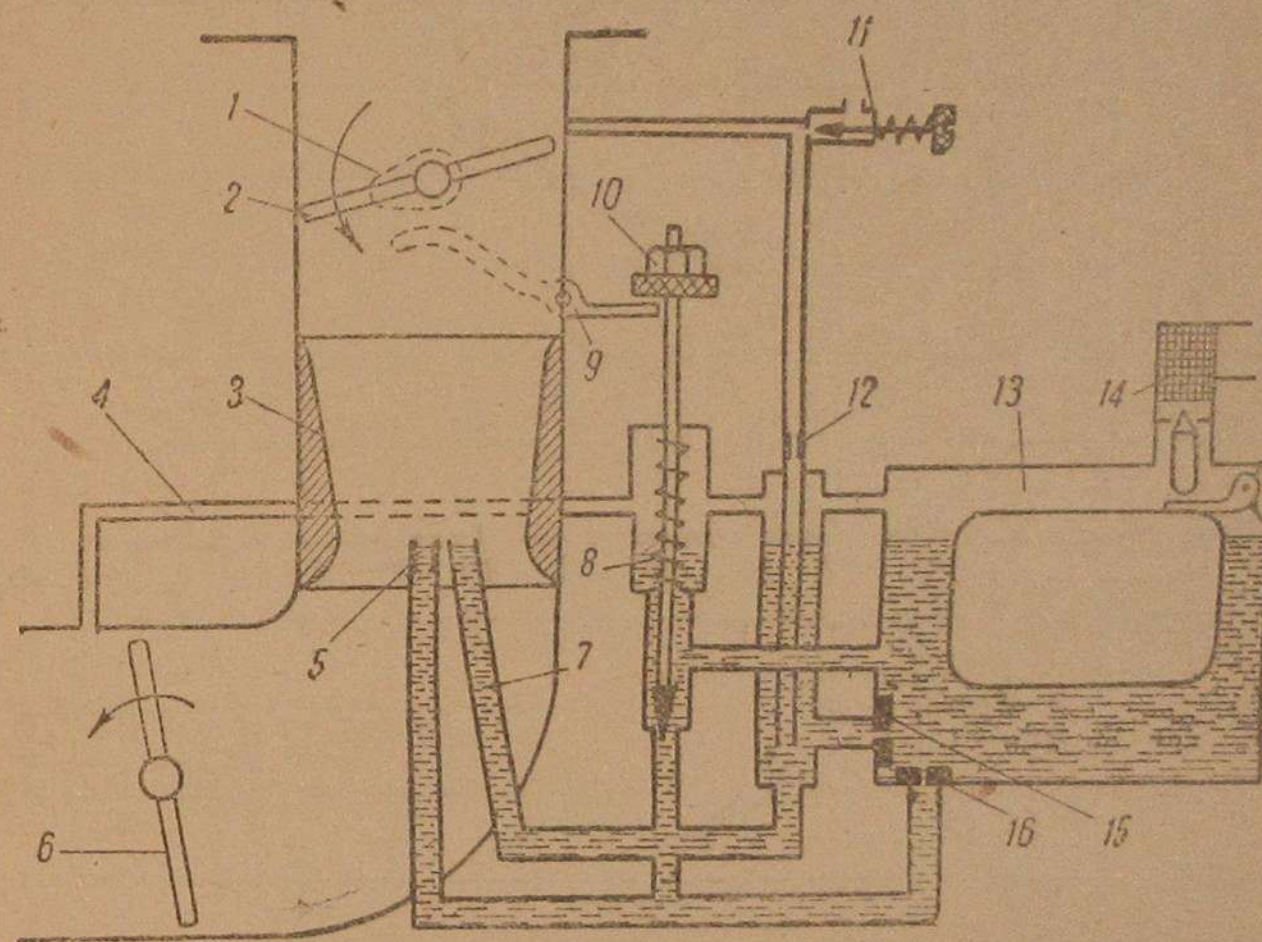


Рис. 1.

1 — кулачок клапана экономайзера, 2 — дроссельная заслонка, 3 — диффузор, 4 — канал, соединяющий поплавковую камеру с атмосферой, 5 — главный жиклер, 6 — воздушная заслонка, 7 — форсунка компенсационного устройства, 8 — игла экономайзера, 9 — рычаг экономайзера, 10 — регулирующее устройство экономайзера, 11 — винт регулировки холостого хода, 12 — жиклер холостого хода, 13 — поплавковая камера, 14 — сетчатый фильтр, 15 — компенсационный жиклер, 16 — экономжиклер.

так как хотя максимальная мощность двигателя с ним несколько меньше (на 0,2—0,4 л. с.), экономичность на малых и средних оборотах — лучше.

На рис. 2 стрелками отмечена подобранная к 26-мм диффузору регулировка дозирующих топливо органов, являющаяся результатом методического комбинирования главного и компенсационного жиклеров. Как видим, конечное соотношение их размеров настолько удачно, что как на малых, так и на больших оборотах качество регулировки не меняется: в обоих случаях карбюратор отрегулирован почти на максимум мощности.

Следующим этапом регулировки карбюратора является подбор экономжиклера для создания наиболее экономичной, но устойчивой работы на всем диапазоне прикрытых дросселей. На рис. 3 представлена серия



характеристик переменного открытия дросселя при  $n=2200$  об/мин. Последовательным уменьшением экономжиклера выявлено, что нижняя из кривых  $G_T$  соответствует наиболее экономичной работе и при дальнейшем уменьшении экономжиклера рабочая смесь настолько переобедняется,

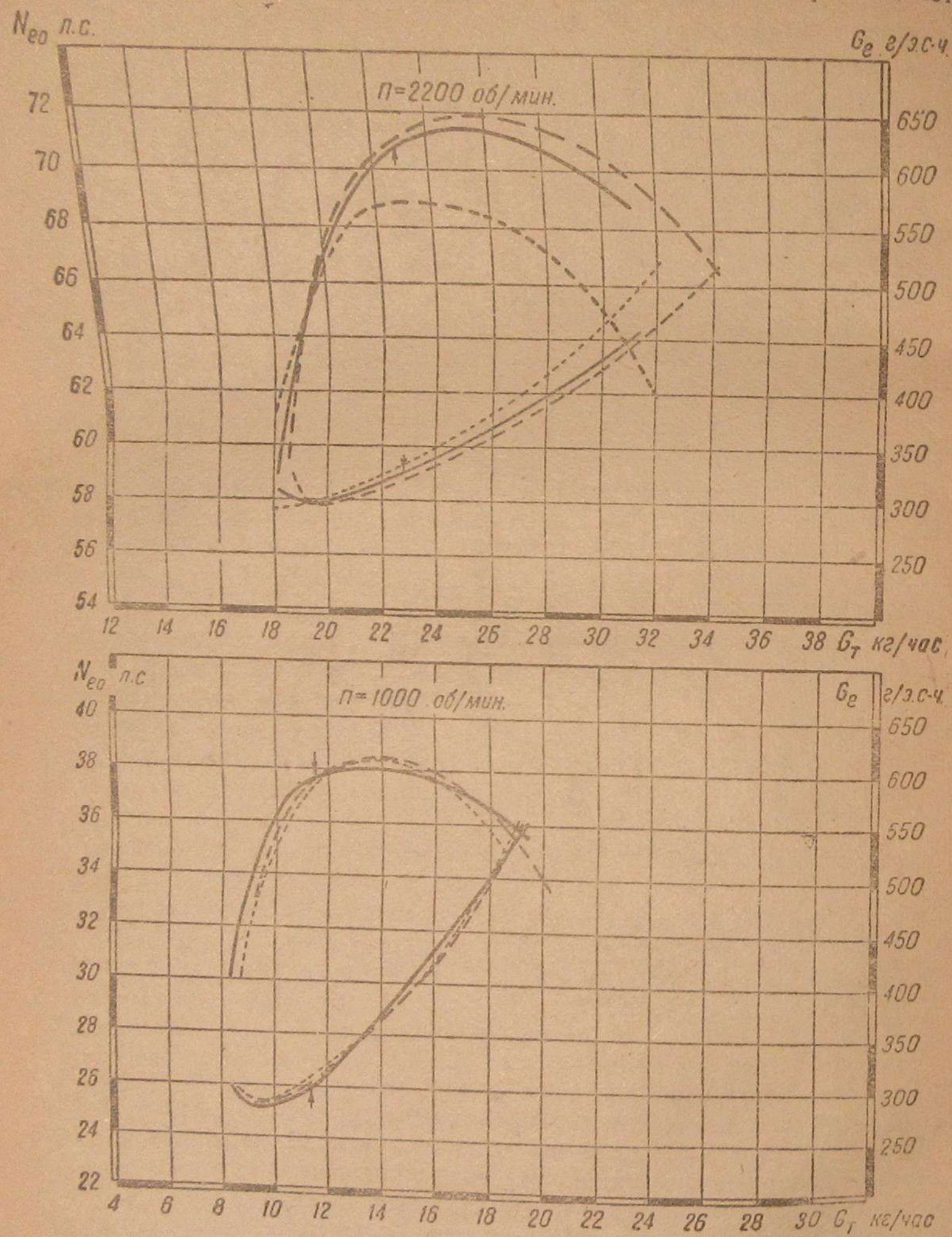


Рис. 2.

что кривая ложится выше (непропорциональное падение мощности) и двигатель начинает работать с перебоями.

Верхняя кривая на рис. 3 соответствует „бесконечно большому“ экономжиклеру и получена поднятием иглы экономайзера. Очевидно, что

экономайзер должен переводить режим двигателя при некотором открытии дросселя с верхней кривой на нижнюю. Это открытие выбрано соответствующим 80—95% мощности полного дросселя путем соответствующей установки кулачка на оси дроссельной заслонки.

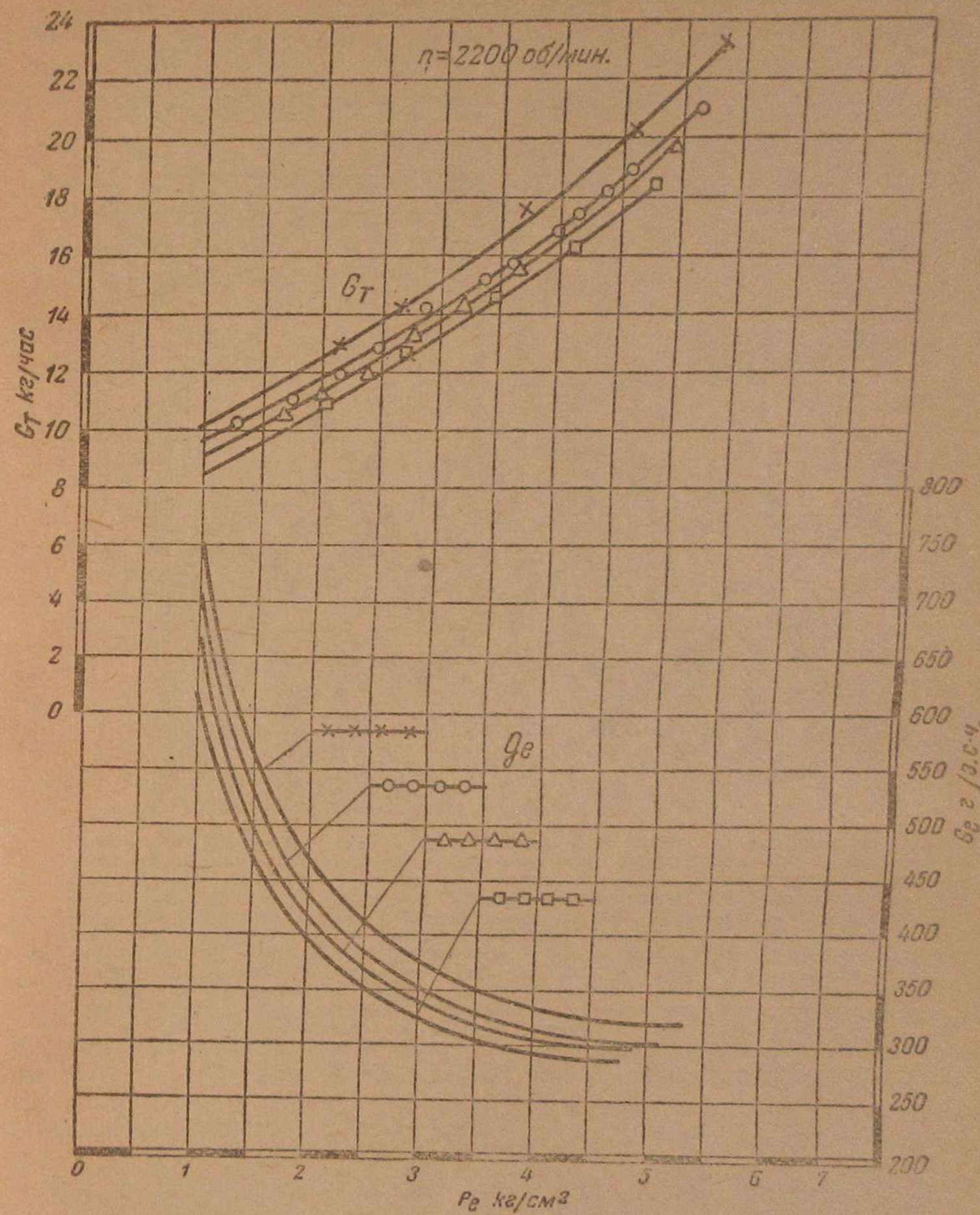


Рис. 3.

Отрегулированный, как указано, карбюратор был подвергнут испытанию на двигателе. Все параметры двигателя при полном открытии дросселя оказались весьма высокими и перекрывающими требования стандарта. Максимальная мощность равна 74 л. с. при  $n=2460$  об/мин., часовом расходе топлива  $G_T=24,9$  кг/час, удельном расходе



$g_e = 337$  г/э.с.-ч. и среднем эффективном давлении в цилиндрах  $P_e = 4,87$  кг/см<sup>2</sup>. Максимальное значение среднего эффективного давления равно 6,20 кг/см<sup>2</sup> при  $n = 800$  об/мин., что соответствует крутящему моменту 27,5 кг. Минимальное значение удельного расхода топлива — 290 г/э.с.-ч. при  $n = 1400 - 1600$  об/мин.

Проверка целесообразности применения карбюраторов обратного потока производилась на типичном образце „Зенит IN-186“, имеющем геометрическую размерность, вполне соответствующую двигателю

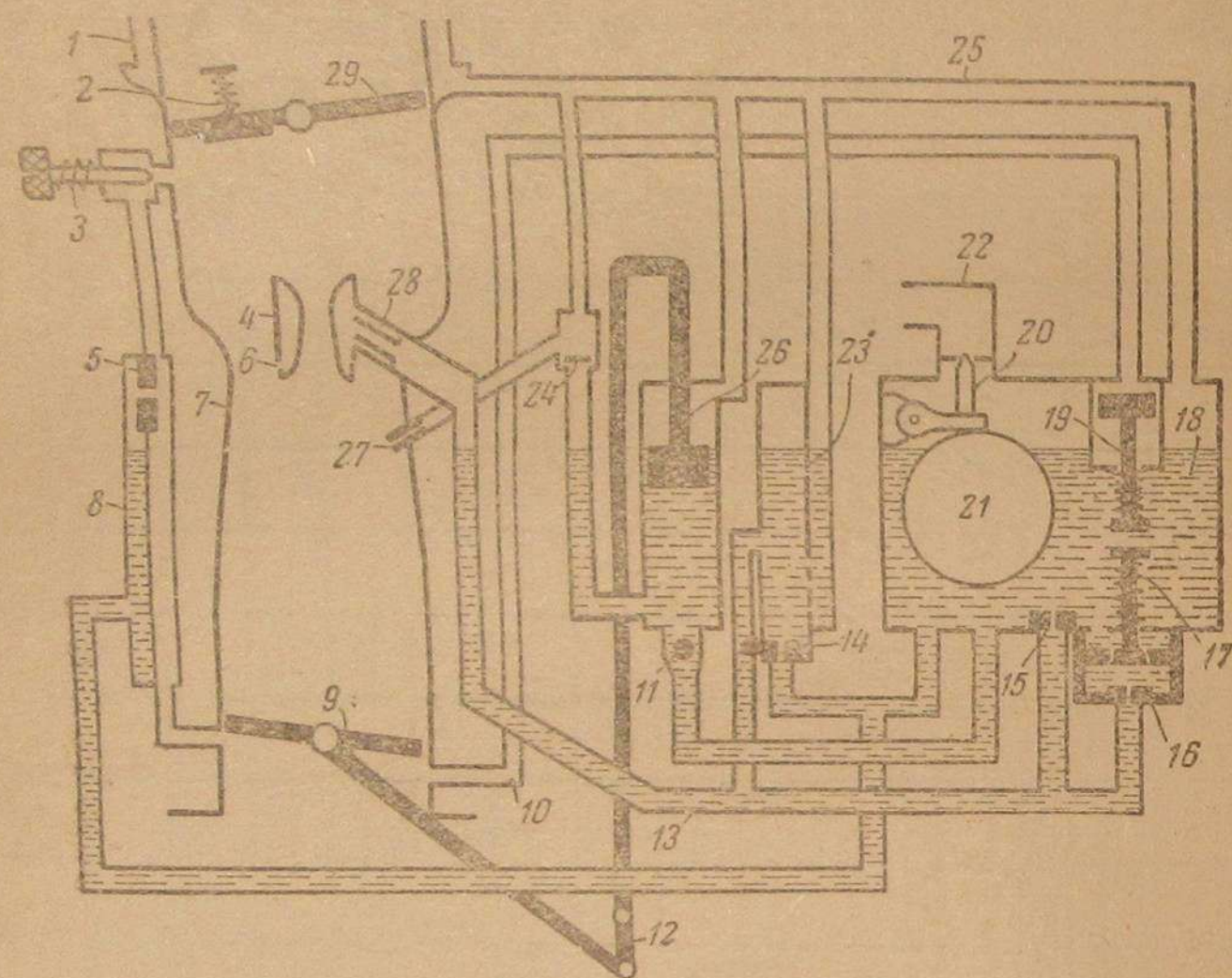


Рис. 4.

1 — выступ для крепления воздухоочистителя, 2 — автоматический воздушный клапан, 3 — вил регулировки холодного хода, 4 — распылитель топлива, 5 — жиклер холодного хода, 6 — место выхода топлива, 7 — диффузор, 8 — колодец холодного хода, 9 — дроссельная заслонка, 10 — канал вакуум-привода экономайзера, 11 — обратный клапан (шариковый), 12 — рычажный привод к ускорительному насосу, 13 — основной топливный канал, 14 — компенсационный жиклер, 15 — главный жиклер, 16 — экономжиклер, 17 — клапан экономайзера, 18 — поплавковая камера, 19 — поршень экономайзера, 20 — топливная запорная игла, 21 — поплавок, 22 — штуцер подвода топлива из бензобака, 23 — гильза, помещенная в компенсационный колодец, 24 — клапан, прикрывающий доступ воздуха во время действия насосика, 25 — канал, соединяющий поплавковую камеру с воздухом, 26 — ускорительный насосик, 27 — жиклер ускорительного насосика, 28 — воздушное отверстие, 29 — воздушная заслонка.

ЗИС-5 (диаметр выходного отверстия 42 мм и одинаковый фланец крепления).

Принципиальная схема этого карбюратора представлена на рис. 4. Карбюратор имеет все элементы, ставящие его на уровень современности, как-то: компенсирующее устройство с гильзой (типичное для „Зенит“), экономайзер с пневматическим приводом чрезвычайно простой конструкции, ускорительный насос с рычажным приводом от дросселя, работающий через отдельный жиклер, соединение поплавковой камеры с атмосферой таким образом, чтобы воздухоочиститель не влиял на регулировку дозирующих топливо органов, автоматический клапан на воздушной заслонке для облегчения запуска, хороший распылитель для

потока топлива и т. д. Конструкция карбюратора весьма компактна и легко позволяет установку широко применяющегося в настоящее время скоростного регулятора типа „Ханди“.

Принципы работы карбюратора ясны из схемы (рис. 4), снабженной соответствующими пояснительными надписями.

При использовании опрокинутых карбюраторов весьма существенное значение приобретает вопрос о всасывающей трубе и о подогреве. В опытах пришлось ограничиться той же трубой, которая имеется на двигателе ЗИС-5, установив ее „вверх ногами“. Простая прямоугольная форма ее, без каких бы то ни было выгибов отростков к клапанам, позволяет утверждать, что условия прохода газов не изменятся по сравнению с нормальной установкой, что же касается подогрева, то этот вопрос остается открытым. Из заграничной практики известно,

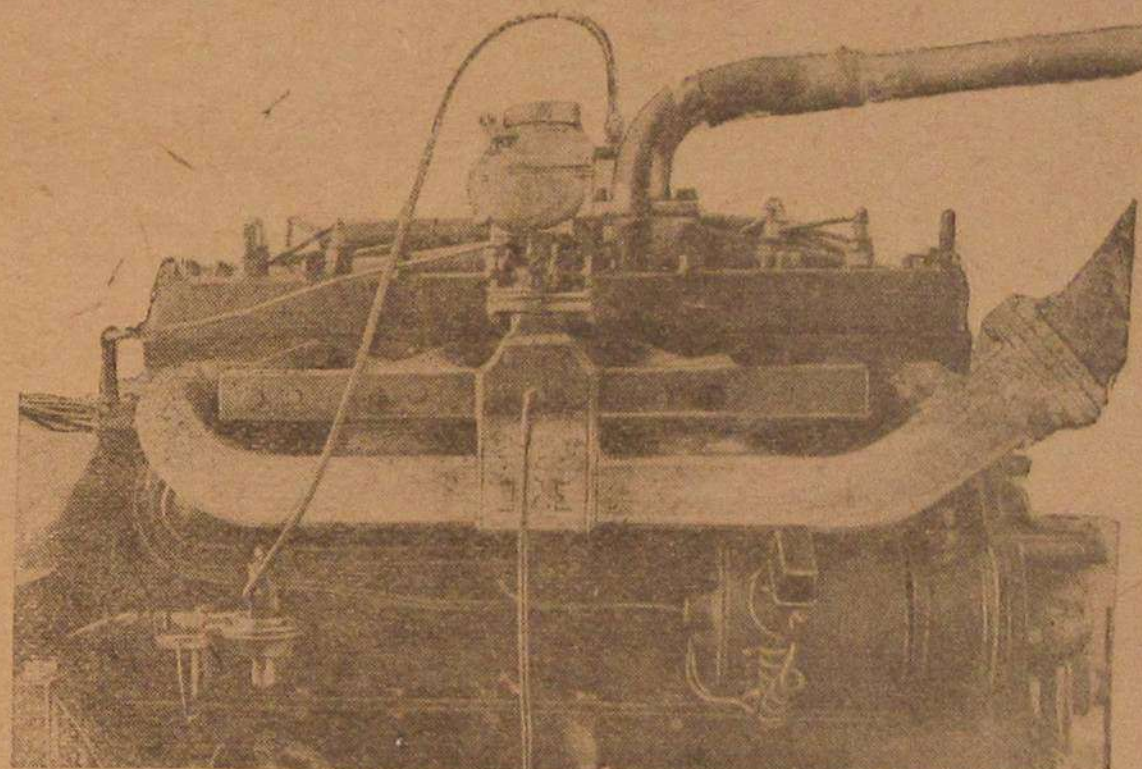


Рис. 5.

что наилучшие результаты при опрокинутом процессе дает простейшая горячая площадка, однако известны случаи наличия и сходной с ЗИС-5 системы (например двигатели „Плимут“, „Додж“ и др.).

Установка карбюратора „Зенит IN-186“ на двигатель ЗИС-5 ясна из рис. 5. Естественно, что эта установка претендовать на практическое применение не может в силу совершенно неприемлемого расположения выхлопной трубы, однако для опытов она вполне годна. В случае положительного решения вопроса об использовании опрокинутых карбюраторов не трудно спроектировать коллектор надлежащей формы на базе существующего, необходимо только предварительно экспериментально подобрать наиболее выгодные формы труб и подогрев.

Аналогично предыдущему, карбюратор „Зенит IN-186“ нуждался в предварительной полной регулировке под двигатель ЗИС-5. Рис. 6 иллюстрирует результаты подбора диффузора. Наиболее выгодным, с точки зрения мощности и экономичности двигателя, оказался диффузор с диаметром горловины 34 мм, т. е. с площадью проходного сечения на 70,8% большей, нежели у нормального карбюратора (диаметр 26 мм). Истинное соотношение площадей несколько меньше, благодаря наличию



у карбюратора „Зенит IN-186“ крупного распылителя, но все же уже здесь становятся ясными возможности опрокинутого карбюратора для повышения наполнения двигателя. Кроме того сам процесс распыливания

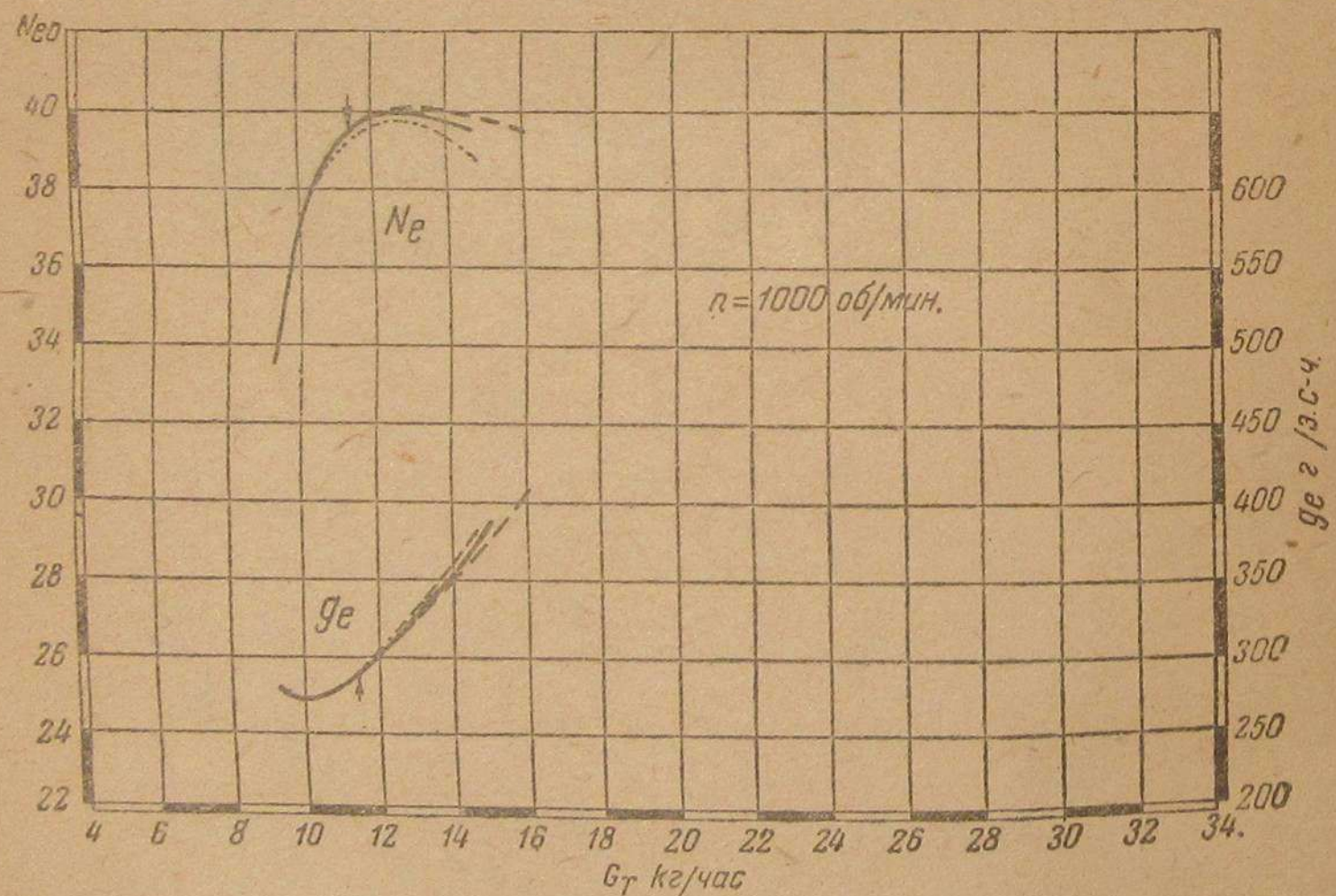
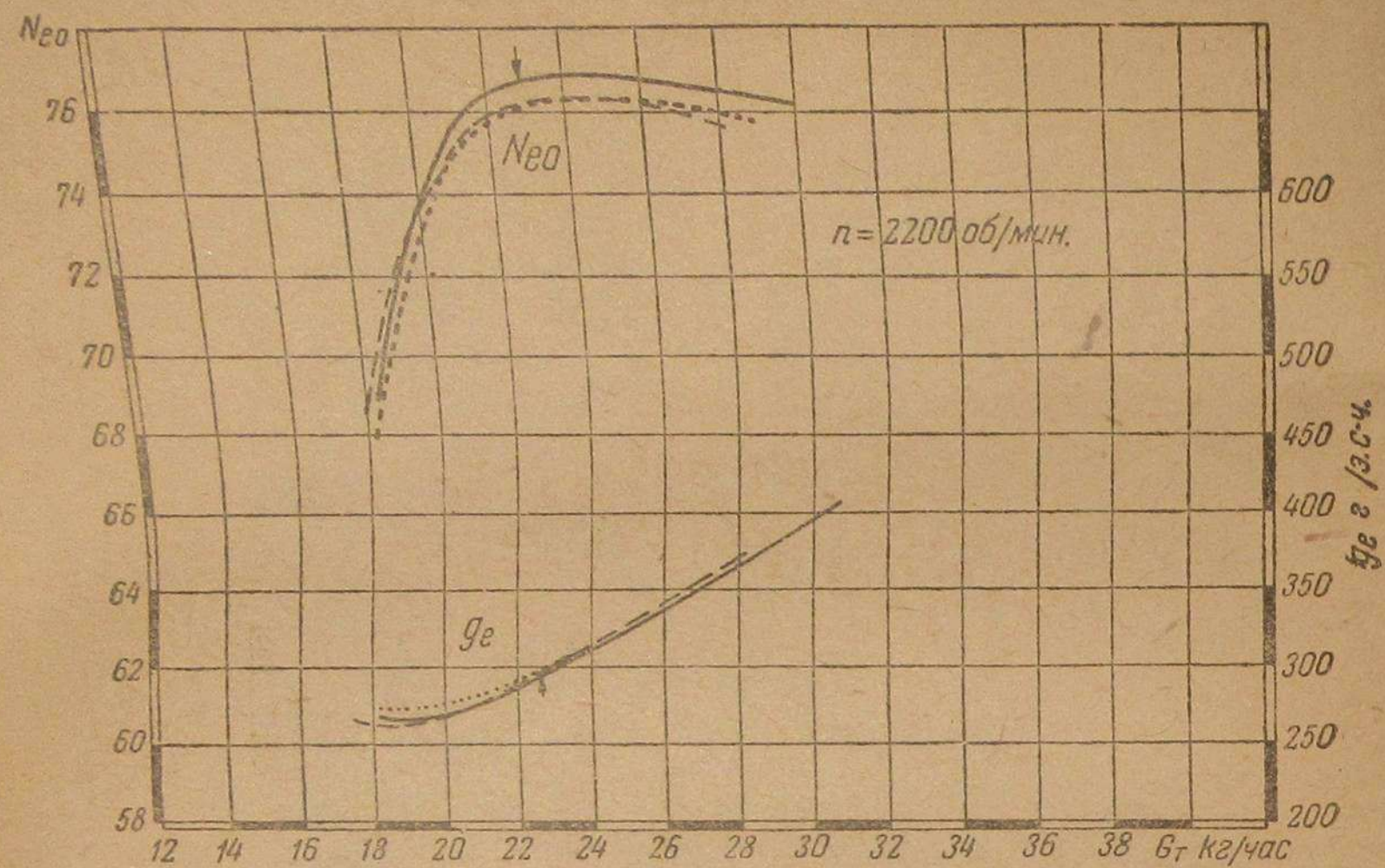


Рис. 6.

в карбюраторе „Зенит IN-186“ весьма совершенен. Вытекающее из кольцевой щели распылителя топливо подхватывается воздушным потоком и снаружи, и изнутри, образуя коническую поверхность из мельчайших частиц. Все это вместе взятое передвигает регулировочные диаграммы

в область более бедных смесей, т. е. позволяет двигателю при том же расходе топлива развивать большую мощность. Наглядной иллюстрацией этого является отметка выбранной регулировки на рис. 6, соответствующей по расходу топлива карбюратору НАТИ (для создания условий

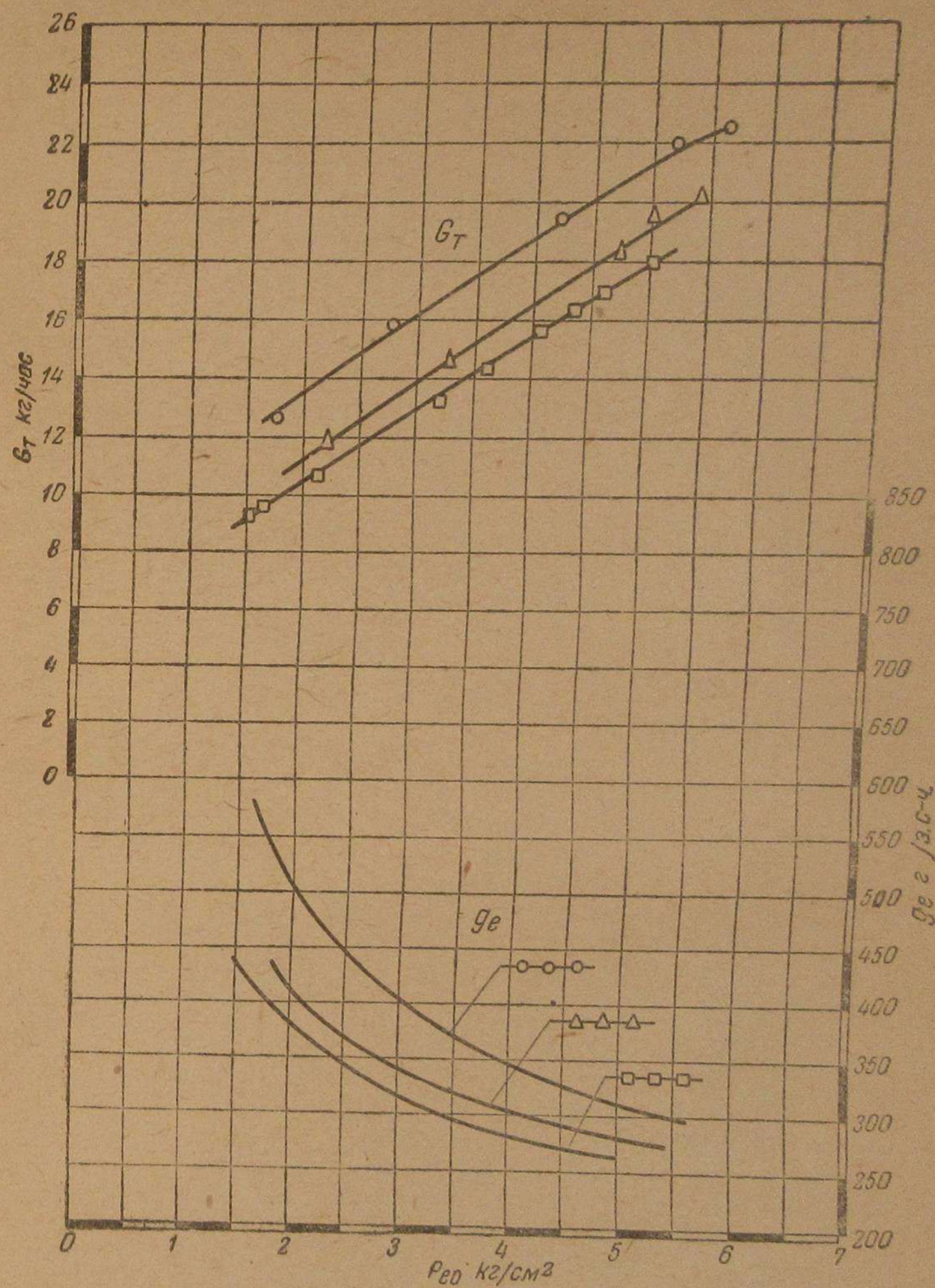


Рис. 7.

сравнения). Как видим, эта регулировка соответствует почти максимуму мощности, в то время как у карбюратора НАТИ она ближе к нормальной.

Кривые рис. 7 иллюстрируют результаты подбора регулировки дозирующих топливо органов (жиклеров). Главный и компенсационный жик-



даны подобраны таким образом, что дают нижнюю кривую  $G_T$  с точками в виде квадратиков. Попытка дальнейшего обеднения регулировки, выраженная зачерненными квадратиками, снижения расхода топлива не дает, двигатель же начинает работать неустойчиво уже при  $P_e = 4$  кг/см<sup>2</sup>.

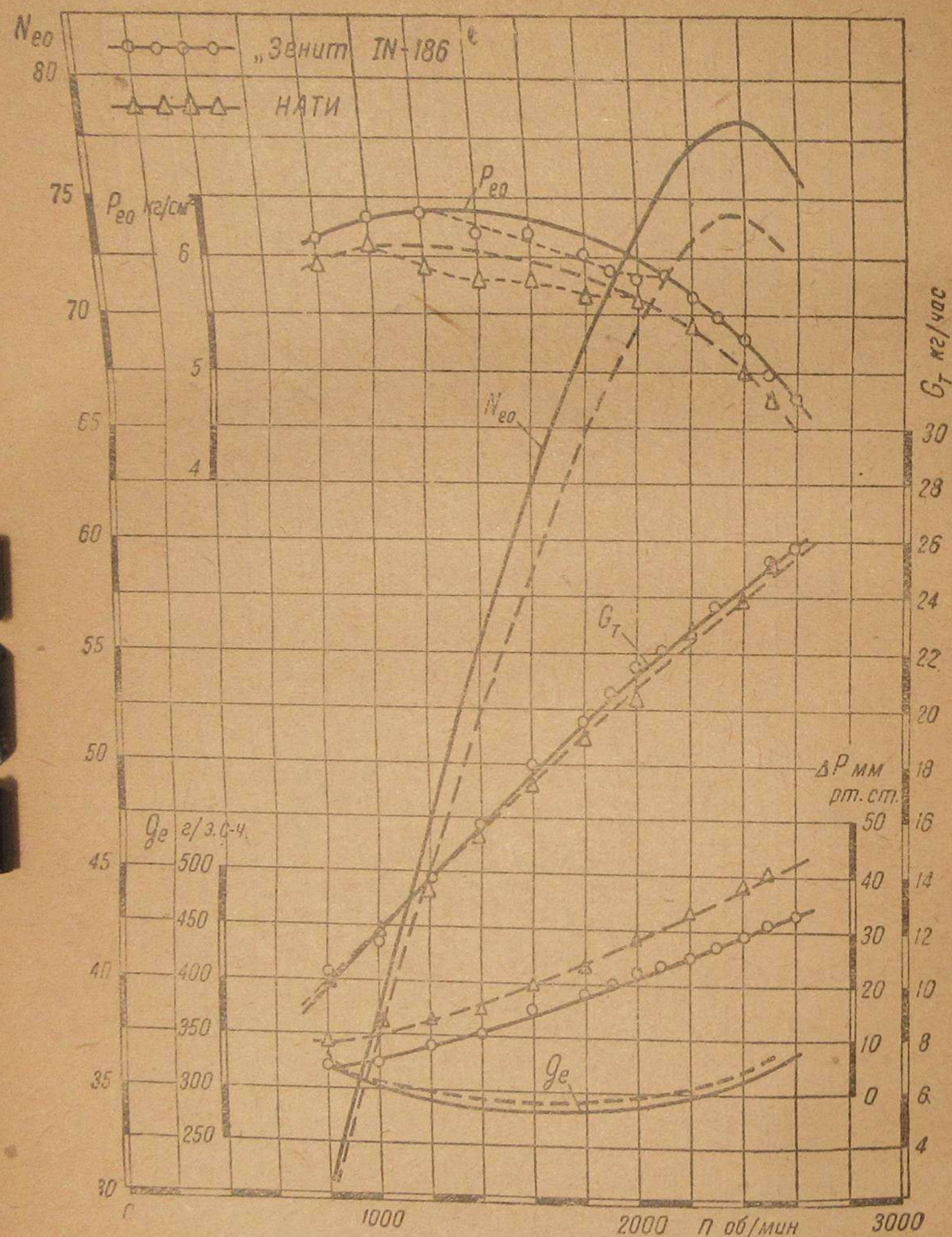


Рис. 8.

Жиклер экономайзера был подобран таким образом, чтобы он переводил двигатель в режим, соответствующий отмеченной на рис. 6 регулировке верхней кривой рис. 7 (последняя снималась при принудительном открытии клапана экономайзера).

Внешняя характеристика двигателя с отрегулированным карбюратором сравнительно с таковой же при карбюраторе НАТИ представлена на рис. 8. Как и следовало ожидать по предварительным данным (регулируемые испытания), при опрокинутом карбюраторе и одинаковых часовых расходах топлива двигатель развивает большую мощность и имеет большую оборотность. Кривые разрежения во всасывающей трубе —  $\Delta P_{pk}$  показывают один из источников получившегося улучшения — уменьшенное сопротивление карбюратора потоку воздуха благодаря большему диффузору. Табл. 1 иллюстрирует соотношение карбюраторов цифрами (из рис. 8).

Таблица 1

№ п/п	Наименование показателя	„Зенит IN-186“	НАТИ
1	Максимальная мощность л. с. . . . .	78,2	74,4
2	Обороты, соответствующие $N_{e_{max}}$ об/мин. . . . .	2400	2340
3	Часовой расход топлива при $N_{e_{max}}$ кг/час . . . . .	24,3	23,5
4	Удельный расход топлива при $N_{e_{max}}$ г/э.с.-ч. . . . .	310	316
5	Минимальный удельный расход топлива г/э.с.-ч. . . . .	280	289
6	Максимальное среднее эффективное давление кг/см <sup>2</sup> . . . . .	6,41	6,12
7	Среднее эффективное давление при $N_{e_{max}}$ кг/см <sup>2</sup> . . . . .	5,30	5,15
8	Разрежение во всасывающей трубе при $N_{e_{max}}$ мм рт. ст. . . . .	29	36

На рис. 9 приведены сравнительные дроссельные характеристики работы двигателя при  $n = 2200$  и  $1000$  об/мин. с карбюраторами НАТИ и „Зенит IN-186“.

Сопоставление этих характеристик дает одинаковую среднюю экономику —  $330$  г/э.с.-ч., но явное преимущество более спокойного перехода с экономического режима на обогащенный. Конструкция пневматического привода к экономайзеру здесь весьма проста, надежна и компактна. Разрежение около  $95-100$  мм ртутного столба.

Подводя итоги испытания, отмечаем, что использование принципа обратного потока на двигателе ЗИС-5, даже при неизменном всасывающем трубопроводе и системе подогрева, дает увеличение максимальной мощности двигателя на  $5\%$  при одинаковых часовых расходах топлива. На прикрытых дросселях, когда сопротивление диффузора перестает играть доминирующую роль, эта разница исчезает, но за опрокинутым карбюратором остается преимущество совершенно спокойной работы на режиме максимальной экономичности.

Высказанные ранее соображения о лучшем запуске (экспериментально не проверялись) и большем удобстве обслуживания, суммированные с результатами опытов, заставляют признать применение опрокинутого карбюратора на двигателе ЗИС-5 вполне рациональным и очень желательным. При создании специальной всасывающей трубы можно ожидать повышения экономичности и на прикрытых дросселях.

Не предвещая вопроса о том или ином типе опрокинутого карбюратора, следует отметить, что образец „Зенит IN-186“ конструктивно выполнен весьма удачно, и отдельные элементы его, как например устрой-



## О ВЕЛИЧИНЕ КОЭФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ОТ ВОЗДУХА К ТОПЛИВНОЙ КАПЛЕ В КАМЕРЕ ГОРЕНИЯ ДИЗЕЛЬМОТОРА

Различными исследованиями установлено, что при впрыскивании топлива в камеру горения двигателя Дизеля самозоспламенение топлива происходит с некоторой задержкой.

От величины периода задержки самовоспламенения, называемого обычно индуктивным периодом процесса горения, сильно зависит скорость протекания процесса горения, а следовательно и быстрота двигателя и жесткость его работы.

Понятен поэтому тот особый интерес, который проявляют специалисты по двигателям внутреннего горения к вопросам, связанным с этим моментом рабочего процесса двигателя.

Путем многочисленных экспериментов уже установлен ряд факторов, влияющих на продолжительность индуктивного периода. Но аналитической зависимости между ними найти еще не удалось.

Первой попыткой в этом направлении была работа Неймана<sup>1</sup>, который дал формулу для подсчета продолжительности индуктивного периода. Однако ряд грубых допущений, сделанных Нейманом при выводе этой формулы, делает ее сомнительной.

Не касаясь пока других мало состоятельных моментов работы Неймана, мы сейчас отмечаем, что большое сомнение вызывает принимаемая им величина коэффициента теплоотдачи от воздуха к топливу. По Нейману,  $\alpha = 200 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{С}$ .

В замечаниях к указанной статье Неймана Г. А. Варшавский и Л. С. Эйгенсон<sup>2</sup>, принимая, что возрастание температуры капли происходит только за счет теплопередачи и свободно от влияния химических явлений, находят по формуле Неймана коэффициент теплопередачи равным

$$\alpha = 624 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{С}.$$

Считая это значение весьма низким, они, исходя далее из выражения для коэффициента теплоотдачи для тонких проволочек, получают для капли бензола в условиях свободного потока:

$$\alpha = 1475 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{С}.$$

Учитывая же скорость движения капли, они затем находят, согласно теории Boussinesqui, численное значение коэффициента теплоотдачи равным  $\alpha \approx 7800 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{С}$ .

Последнее значение  $\alpha$  в силу допущений, сделанных при выводе формулы Boussinesqui, авторы указанного замечания считают заведомо преуменьшенной.

Вентцель<sup>3</sup> принимает в среднем  $\alpha \approx 6000 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{С}$ , указывая, что при больших скоростях эта величина может превышать  $50\,000 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{С}$ .

<sup>1</sup> К. Нейманн, V. D. I., 1932, № 32.

<sup>2</sup> Варшавский и Эйгенсон, Журнал технической физики, т. III, вып. 4, 1933 г.

<sup>3</sup> Wentzel, Forschungsheft, № 3, 1935.

$C_T$  кг/час

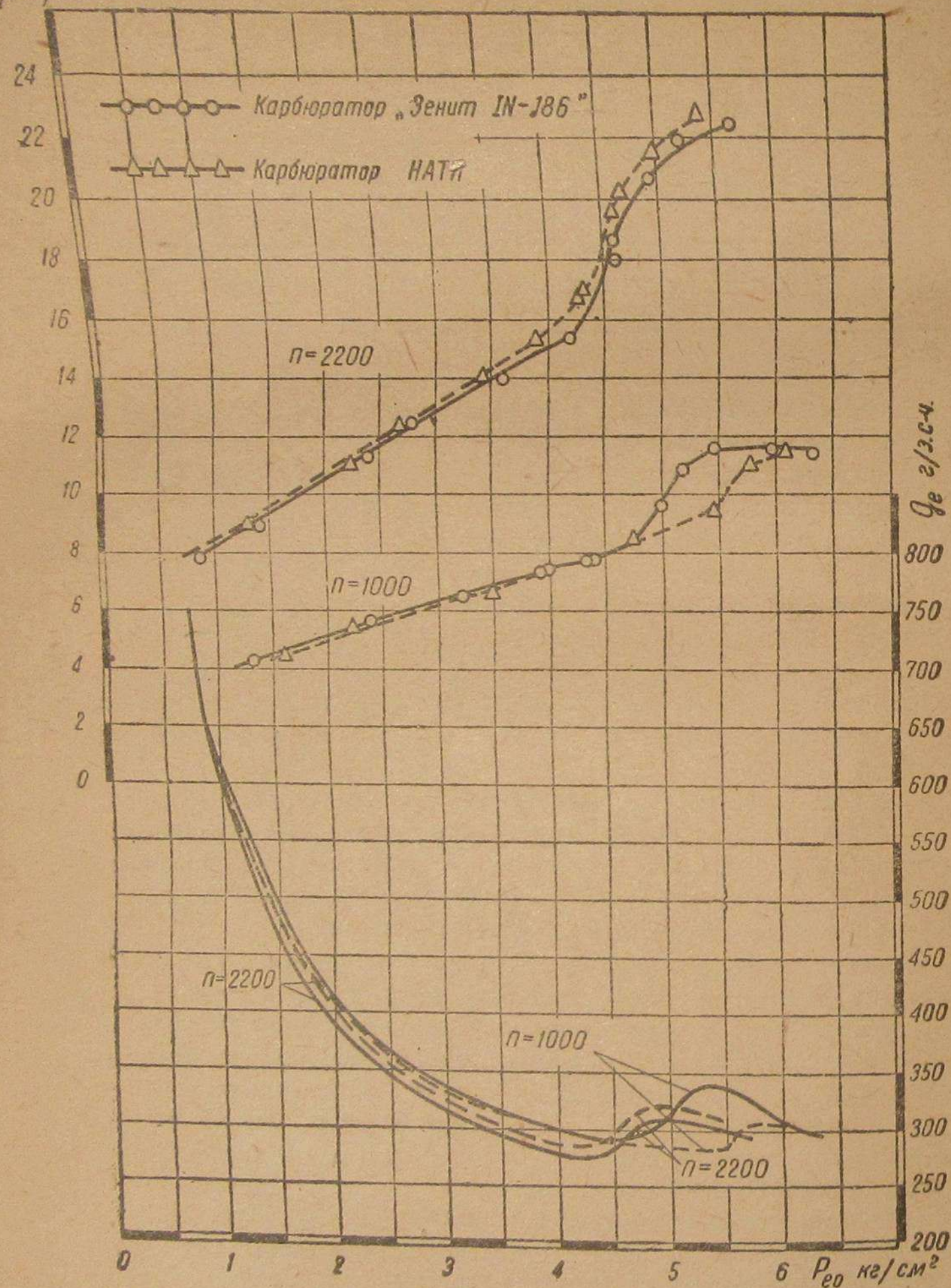


Рис. 9.

наблюдается постоянно, он непрерывно подает через свой жиклер струю дополнительного ненужного топлива. Благодаря простой прямолинейной форме воздушного канала карбюратора можно легко наблюдать указанный непроизводительный расход топлива.



Таким образом мы видим, что на сегодняшний день нет единого мнения о численном значении коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и что в зависимости от метода его подсчета получаются резко различные величины.

В развитие этого вопроса ниже излагается метод подсчета коэффициента теплоотдачи от воздуха к капле топлива в условных камерах сжатия двигателя Дизеля и устанавливаются основные факторы, влияющие на его величину.

### Выражение коэффициента теплоотдачи в общем виде

До начала самовоспламенения капли топлива, поступившей в камеру сжатия двигателя, происходит ее нагревание и испарение.

Если:

$T_m^\circ$  абс. — температура на поверхности капли до поступления в камеру,

$T_a^\circ$  абс. — температура воздуха в камере сжатия до момента появления капли,

$dF \text{ м}^2$  — элемент поверхности капли,

$\alpha \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$  — коэффициент теплоотдачи от воздуха к капле, то количество тепла, получаемое элементом поверхности капли от воздуха путем теплопроводности и конвекцией, равно за час:

$$dQ = \alpha (T_a - T_m) dF. \quad (1)$$

Количество же топлива, испаряющегося в элементе поверхности капли в воздух за час, равно:

$$dG = k (C_m - C_a) dF, \quad (2)$$

где:  $K \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$  — коэффициент испарения, показывающий сколько  $\text{кг}$  топлива испаряется в час с  $1 \text{ м}^2$  поверхности капли, если разность концентраций паров топлива на поверхности испарения  $C_m$  и вдали от нее  $C_a$  равна единице;

$C_m$  и  $C_a$  — соответственно концентрация пара на поверхности испарения и вдали от нее (в окружающем воздухе). Эта безразмерная величина показывает сколько  $\text{кг}$  пара содержится в  $1 \text{ кг}$  смеси пара и воздуха.

Элементарное количество тепла, полученного от воздуха, и количество испарившегося топлива можно выразить иначе. Если учесть, что при нагревании капли происходит охлаждение протекающего мимо нее воздуха\*, то количество тепла, отданного воздухом капле за час, будет равно:

$$dQ = dL \cdot C_p (T_a - T_m). \quad (3)$$

Здесь:

$T_a$  и  $T_m^\circ$  абс. — температура воздуха и капли до омывания капли воздухом,

$C_p \text{ кал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$  — теплоемкость воздуха до соприкосновения с каплей,

$dL \text{ кг/час}$  — количество воздуха, протекающего в час мимо капли, охлаждающегося с температуры  $T_a$  до температуры  $T_m$  и насыщающегося при этом парами испарившегося топлива.

\* Считаем каплю неподвижной, а воздух движущимся мимо нее со скоростью, равной скорости полета капли.

Так как концентрация паров на поверхности капли при температуре  $T_m$  равна  $C_m$ , а концентрация паров в воздухе до соприкосновения с каплей равна  $C_{0a}$ , то количество топлива, испарившегося за час, равно:

$$dG = dL (C_m - C_{0a}). \quad (4)$$

Сопоставляя уравнения (1) и (3), имеем:

$$\alpha (T_a - T_m) dF = dL \cdot C_p (T_a - T_m) \quad (5)$$

и из уравнений (2) и (4)

$$K (C_m - C_a) dF = dL (C_m - C_{0a}). \quad (6)$$

До соприкосновения воздуха с каплей концентрация паров топлива в воздухе  $C_{0a} = 0$ . При большом избытке воздуха в период индукции можно принять концентрацию паров топлива вдали от капли также равной нулю:  $C_a = 0$ .

Тогда из равенств (5) и (6) находим:

$$\alpha = K \cdot C_p. \quad (7)$$

Формула (7) дает выражение коэффициента теплоотдачи от воздуха к топливной капле в общем виде.

### Коэффициент испарения

По Стефану, скорость испарения со сферической поверхности капли в спокойном воздухе:

$$V_0 = 4\pi \cdot r D_B \cdot \ln \frac{P_a - P_{B_0}}{P_a - P_{BS}} \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (8)$$

где:  $V_0$  — объем пара в  $\text{см}^3$  при  $P_a$  и  $T_a$ , полученного с поверхности капли радиуса  $r$ ,

$D_B \text{ см}^2/\text{сек}$  — коэффициент диффузии (при давлении  $P_a$  и температуре  $T_a$ ) паров жидкости в окружающую среду,

$P_a \text{ кг/см}^2$  — общее давление окружающей среды,

$P_{B_0} \text{ кг/см}^2$  — парциальное давление паров жидкости вдали от капли,

$P_{BS} \text{ кг/см}^2$  — давление насыщенных паров жидкости над каплей при температуре  $T_a$ .

Так как коэффициент испарения есть отношение весового количества испарившейся жидкости к поверхности испарения, то для шарообразной капли он может быть представлен в виде:

$$K_0 = \frac{G_0}{F} = \frac{V_0 \gamma_{ДВ}}{4\pi r^2} = \frac{\gamma_{ДВ} D_B}{r} \cdot \ln \frac{P_a - P_{B_0}}{P_a - P_{BS}} \text{ кг/см}^2 \cdot \text{сек} \quad (9)$$

где  $\gamma_{ДВ} \text{ кг/см}^3$  — удельный вес паров жидкости при  $P_a$  и  $T_a$ .

Полученное выражение для коэффициента испарения справедливо только при испарении капли в спокойном ее состоянии, т. е. при скорости  $w = 0$ .

В нашем же случае, очевидно, нужно еще учитывать скорость ее движения.



## Коэффициент диффузии

Как известно, коэффициент диффузии  $D$  см<sup>2</sup>/сек показывает, какое количество газа пройдет в секунду в другой газ через 1 см<sup>2</sup> сечения, нормального направлению движения газа, если концентрация газа  $C$  на расстоянии 1 см понижается на единицу.

Обычно бывают известны численные значения коэффициентов диффузии для низких значений давления и температуры  $D_0$ .

В табл. 1 приведены численные значения коэффициентов диффузии паров различных жидкостей при диффундировании их в воздух<sup>4,5</sup>, находящийся в спокойном состоянии.

Таблица 1

Жидкости	$D_0$ см <sup>2</sup> /сек при °/760
Вода . . . . .	0,198
Бензол C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> . . . . .	0,0751
Тетрадекан C <sub>14</sub> H <sub>30</sub> . . . . .	0,0144 (при °/1 ата)
Спирт этиловый C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> (OH) . . . . .	0,1016
Спирт метиловый (CH <sub>3</sub> )O . . . . .	0,1325

Для пересчета коэффициента диффузии на заданную температуру  $T_s$  и давление  $P_s$  можно пользоваться формулой:

$$D_B = D_0 \frac{P_0}{P_s} \left( \frac{T_s}{T_0} \right)^n \quad (10)$$

Нейман<sup>1</sup> принимает  $n = \frac{3}{2}$ ; Вентцель<sup>2</sup> берет  $n = 2$ .

## Упругость насыщенных паров углеводородов

Упругость насыщенных паров над плоской поверхностью углеводородных жидкостей можно определить по формуле:

$$\lg P'_{BS} = C - \frac{A}{T_s} \quad (11)$$

где:  $P'_{BS}$  в кг/см<sup>2</sup>,  $A$  и  $C$  — константы (для бензола  $A = 1573$ ;  $C = 4,4918$ )<sup>3</sup>.

Для нефтяного топлива Розаль<sup>4</sup> предлагает следующую зависимость между упругостью паров и температурой:

$$P'_{BS} = 1,875 \times 10^6 \times e^{-\frac{2439}{T_s}} \text{ кг/м}^2. \quad (12)$$

Однако нужно заметить, что при сложном составе топлив, применяемых в двигателях Дизеля, подсчет по формулам может дать значительное отклонение от действительной величины упругости пара. При точ-

<sup>1</sup> Landolt-Börnstein, Tabellen.

<sup>2</sup> Hilpert, Forschungsheft, № 355.

<sup>3</sup> А. В. Квасников, Задачи и упражнения по техн. термод. 1934 г., стр. 190.

<sup>4</sup> Rosahl, Diplomarbeit, Hannover, 1931.

ных вычислениях следует руководствоваться кривыми упругости паров, полученными опытным путем. На рис. 1 даны для примера такие кривые для различных топлив<sup>1</sup>, полученные А. Сахановым и А. Доладугиным.

Как известно, упругость пара над выпуклой поверхностью больше упругости насыщенного пара над плоской поверхностью.

При радиусе капли меньше  $10^{-4}$  мм это влияние кривизны поверхности необходимо учитывать, так как оно начинает значительно сказываться на величине упругости паров.

Упругость пара над каплей можно вычислить, пользуясь классическим законом Кельвина:

$$P_{BS} = P'_{BS} + \frac{2\sigma \cdot \gamma_D}{r \cdot \gamma_B} \text{ кг/м}^2, \quad (13)$$

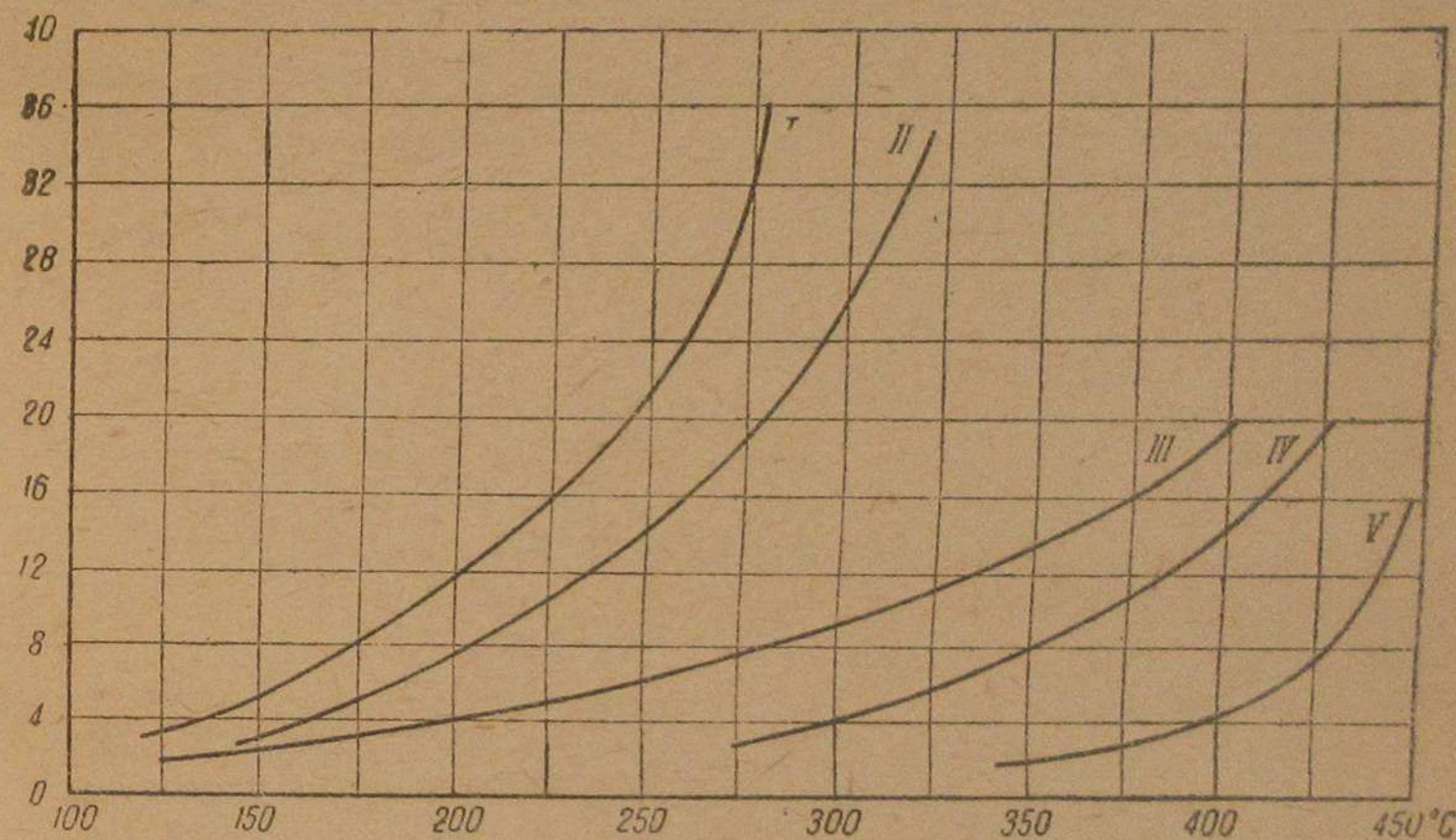


Рис. 1.

I — бензин тяжелый, II — лигроин легкий, III — нефть парафинистая фонтанная, IV — керосин без лигроиновых фракций, V — соляровый дестиллат беспарафиновой нефти.

где:  $\gamma_D$  — удельный вес паров испаряющейся жидкости,

$\gamma_B$  — удельный вес жидкости,

$r$  — радиус капли,

$P'_{BS}$  — упругость насыщенных паров над плоской поверхностью,

$\sigma$  — поверхностное натяжение при  $T_s$ .

Если известно численное значение поверхностного натяжения  $\sigma_0$  при температуре  $T_0$ , то для  $T_s$  оно вычисляется из:

$$\sigma = \sigma_0 \frac{T_{кр} - T_s}{T_{кр} - T_0}, \quad (14)$$

где:  $T_{кр}$ ° абс. — критическая температура жидкости.

<sup>1</sup> А. Саханов и А. Доладугин, Журнал „Нефтяное хозяйство“, т. XIII вып. 7, 1927.



## Влияние скорости движения капли на ее испаряемость

Приведенная выше формула (8) для подсчета скорости испарения с поверхности капли справедлива только для стационарных условий. Как показал ряд исследователей, скорость движущегося воздуха сильно влияет на процесс испарения. Тизенхаузен<sup>1</sup> нашел, что скорость испарения воды в открытом сосуде возрастает пропорционально  $w^{0,5}$  скорости движения воздуха. Нуссельт<sup>2</sup> установил, что при испарении с плоской поверхности скорость испарения растет пропорционально  $w^{0,78}$ .

При исследовании испарения мелких капель Мазанчи Маджима и Сакуичи Тогино<sup>3</sup> выявили следующую изменимость диаметра капли испаряющейся жидкости (при  $t = 20^\circ\text{C}$  и влажности помещения  $70\%$ ):

$$d_n^2 - d^2 = S \cdot z, \quad (15)$$

где:  $d_n$  и  $d$  — начальный и конечный диаметры капли,

$z$  — время испарения.

$S$  — коэффициент равный:

для воды  $S = 15 \times 10^{-4} - 11 \times 10^{-4} \times e^{-0,076 \cdot w} \text{ мм}^2/\text{сек}$ ,

для спирта  $S = 166 \times 10^{-4} - 68 \times 10^{-4} \times e^{-0,57 \cdot w} \text{ мм}^2/\text{сек}$ ,

$w$  м/сек — скорость потока воздуха.

Из последних работ по изучению испарения капель в движущемся воздухе наибольший для нас интерес представляет исследование Е. Старокадомской<sup>4</sup>. Для скоростей воздуха до  $w = 1$  м/сек Старокадомская нашла, что поверхность капли диаметром  $1 \div 2$  мм изменяется по следующему закону:

$$F = F_n \cdot e^{-(a + bw^{1,6})z} \quad (16)$$

где:  $F_n$  и  $F$  — начальная и конечная поверхности капли,

$a$  и  $b$  — постоянные коэффициенты, зависящие от рода испаряющейся жидкости.

Для воды коэффициент  $a = 1 \times 10^{-5}$  и  $b = 48 \times 10^{-5}$ .

Преобразованием формулы (16) находим такую связь между начальным и конечным радиусами капли:

$$r = r_n \cdot e^{-\frac{(a + bw^{1,6})z}{2}} \quad (17)$$

и для весового количества испарившейся жидкости за время  $z$  при  $w \neq 0$ :

$$G_w = \frac{4}{3} \pi r_n^3 \left[ 1 - e^{-\frac{3}{2}(a + bw^{1,6})z} \right] \cdot \gamma_{ж} \text{ кг} \quad (18)$$

при  $w = 0$ :

$$G_0 = \frac{4}{3} \pi r_n^3 \left[ 1 - e^{-\frac{3}{2}az} \right] \cdot \gamma_{ж} \text{ кг} \quad (18a)$$

<sup>1</sup> Thiessenhausen, Gesundheitsing., 1930, 113.

<sup>2</sup> Nusselt, Zs. f. angew. Math. u. Mech., 1930, № 2.

<sup>3</sup> Mazaichi Majima and Sa Kuichi Togino, Bull. Inst. Phys. Chem. Resear., 1930, 5 (Реферат в Phis. Ver., 1931).

<sup>4</sup> Е. Старокадомская, Журнал эксперим. и теорет. физики, т. 3, вып. 3, 1933.

Разлагая Неперово число в указанной степени в ряд и беря только первые два его члена ввиду малости следующих, имеем:

$$\left( 1 - e^{-\frac{3}{2}(a + bw^{1,6})z} \right) \approx \frac{3}{2}(a + bw^{1,6})z;$$

$$\left( 1 - e^{-\frac{3}{2}az} \right) \approx \frac{3}{2}az.$$

Учтя это преобразование, находим из отношения количества испарившейся жидкости при  $w \neq 0$  и при  $w = 0$  коэффициент, учитывающий влияние скорости воздуха на процесс испарения:

$$\beta = \frac{G_w}{G_0} = 1 + \frac{b}{a} w^{1,6}, \quad (19)$$

где  $w$  м/сек — скорость движения воздуха.

Таким образом коэффициент испарения [формула (9)] для движущейся капли примет вид:

$$K_w = \beta \cdot K_0 = \left( 1 + \frac{b}{a} w^{1,6} \right) K_0 \text{ кг/см}^2\text{-сек} \quad (20)$$

## Факторы, влияющие на коэффициент теплоотдачи и подсчет их

Согласно формулам (7), (9) и (20) можно написать следующее выражение для коэффициента теплоотдачи от воздуха к движущейся капле топлива, приняв  $P_0 = 0$ :

$$\alpha_w = \frac{C_p \cdot \gamma_{ДВ}}{r} \cdot D_B \ln \frac{P_{BS}}{P_D - P_{BS}} \cdot \left( 1 + \frac{b}{a} w^{1,6} \right) \text{ кал/см}^2 \cdot \text{сек} \cdot ^\circ\text{C} \quad (21)$$

Отсюда следует, что коэффициент теплоотдачи зависит:

- 1) от радиуса капли, с уменьшением которого он возрастает;
- 2) от коэффициента диффузии, с увеличением которого он возрастает;
- 3) от скорости движения капли, с увеличением которой он возрастает;
- 4) от теплоемкости воздуха, с ростом которой он также повышается.

Примечание. Нужно заметить, что указанное нами влияние радиуса капли, скорости ее движения и теплоемкости воздуха на коэффициент теплоотдачи не противоречит зависимости, приводимой Laveque<sup>2</sup> для шаров.

$$Nu = \frac{2}{\sqrt{\pi}} = \sqrt{Pe}, \quad (22)$$

где критерии подобия:

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_m}; \quad Pe = \frac{w \cdot d}{a_m}$$

$\lambda_m$  — средний коэффициент теплопроводности газообразной среды.  
 $a_m = \frac{\lambda_m}{C_p \rho}$  — средний коэффициент температуропроводности.

<sup>1</sup> Ввиду бесконечно-большого избытка воздуха в индуктивный период горения парциальным давлением паров топлива вдали от капли можно пренебречь.

<sup>2</sup> Laveque, «Annales des mines», 1928 г., том 13, стр. 245, 249, 252.



Из уравнения (22) получаем:

$$\frac{a \cdot d}{\lambda_m} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{w \cdot d}{a_m}},$$

откуда

$$a = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{w \cdot C_p \gamma \cdot \lambda_m}{d}} \quad (23)$$

Данное нами выражение для коэффициента теплоотдачи в виде формулы (21) может быть непосредственно использовано как для движущейся, так и неподвижной капли. В случае движущейся капли необходимо знать численное значение опытных коэффициентов  $a$  и  $b$  для испаряющейся жидкости. К сожалению, имеются значения этих коэффициентов только для воды. Все же, пользуясь данными  $a$  и  $b$  для воды и зная связь между скоростями испарения двух жидкостей в одних и тех же условиях, можно определить значение  $a$  для движущейся капли.

Пример: Топливо газойль:

молекулярный вес его  $\mu_B = 202$  кг/моль,  
радиус капли  $r_n = 0,005$  мм  $= 5 \times 10^{-4}$  см,  
начальная температура капли  $T_m = 300^\circ$  абс.,  
давление конца сжатия  $P_c = 30$  ата,  
температура конца сжатия  $T_c = 724^\circ$  абс.

Среднее интегральное значение для температуры<sup>1</sup>:

$$T'_s = T_{cp} - \frac{T_c - T_m}{\ln \frac{T_c}{T_m}} = \frac{724 - 300}{\ln \frac{724}{300}} \approx 480^\circ \text{ абс.}$$

Пренебрегая влиянием кривизны поверхности капли, находим упругость насыщенных паров топлива по формуле (12):

$$P_{BS} = 1,17 \text{ кг/см}^2.$$

Допускаем, что для паров топлива действительны законы термодинамики газов. Тогда удельный вес при указанных  $P_c$  и  $T_c$ :

$$\gamma_{DB} = 149 \text{ кг/м}^3.$$

Теплоемкость воздуха для заданной температуры  $T_c$  можно принять равной:

$$C_p = 0,25 \text{ кал/кг } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент диффузии для паров газойля неизвестен. Поэтому берем его значение для тетрадекана ( $C_{14}H_{30}$ ), близкого в этом отношении к газойлю: при 1 ата и  $273^\circ$  абс  $D_0 = 0,0144$  см<sup>2</sup>/сек.

Согласно формуле (10) имеем при заданных  $P_c$  и  $T_c$ :

$$D_B = \frac{0,0144}{30} \left( \frac{724}{273} \right)^2 = 0,00337 \text{ см}^2/\text{сек.}$$

<sup>1</sup> Гребер, "Введение в теорию теплопередачи", 1983, стр. 157.

Тогда среднее значение коэффициента теплоотдачи при  $w = 0$ , согласно формуле (21):

$$\alpha_0 = \frac{0,25 \times 149 \times 10^{-6} \times 0,00337}{5 \times 10^{-4}} \times \ln \frac{30}{30 - 1,17} \times 36 \times 10^6 = 339 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Подсчитаем теперь минимальное среднее значение коэффициента теплоотдачи для капли, движущейся со скоростью  $w$  м/сек. Обозначим соответственно для топлива и воды:

$G_B$  и  $G_w$  — количество испарившейся жидкости при заданных условиях ( $P_s$ ,  $T_s$  и  $w$ ),  
 $\mu_B$  и  $\mu_w$  — молекулярный вес,  
 $P_{BS}$  и  $P_{wS}$  — упругость насыщенных паров,  
 $D_B$  и  $D_w$  — коэффициенты диффузии,  
 $P_s$  — давление среды, окружающей каплю.

Тогда по Скляренко и Баранаеву<sup>1</sup>

$$\frac{G_B}{G_w} = \frac{\mu_B}{\mu_w} \cdot \frac{P_{BS}}{P_{wS}} \sqrt{\frac{D_B}{D_w} \cdot \frac{2P_s - P_{wS}}{2P_s - P_{BS}}} \quad (24)$$

С другой стороны, согласно формуле (20), это отношение можно представить в таком виде. Заменив

$$\frac{\gamma_{DB}}{\gamma_{Dw}} = \frac{\mu_B}{\mu_w}$$

и приняв  $P_0 = 0$ , имеем при равных начальных радиусах капель топлива и воды:

$$\frac{G_B}{G_w} = \frac{\mu_B}{\mu_w} \cdot \frac{D_B}{D_w} \cdot \frac{\ln \frac{P_s}{P_s - P_{BS}}}{\ln \frac{P_s}{P_s - P_{wS}}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{b_B}{a_B} w^{1,6}\right)}{\left(1 + \frac{b_w}{a_w} w^{1,6}\right)} \quad (25)$$

Сопоставляя выражения (24) и (25), находим:

$$\left(1 + \frac{b_B}{a_B} w^{1,6}\right) = \sqrt{\frac{D_w}{D_B} \cdot \frac{2P_s - P_{wS}}{2P_s - P_{BS}}} \cdot \frac{P_{BS}}{P_{wS}} \cdot \frac{\ln \frac{P_s}{P_s - P_{wS}}}{\ln \frac{P_s}{P_s - P_{BS}}} \left(1 + \frac{b_w}{a_w} w^{1,6}\right). \quad (26)$$

Вычисляем по формуле (10) коэффициент диффузии паров воды при  $P_c$  и  $T_c$ :

$$D_w = \frac{0,198 \times 1,033}{30} \left( \frac{724}{273} \right)^2 = 0,0478 \text{ см}^2/\text{сек.}$$

По таблицам Шюле находим для  $T_s = 480^\circ$  абс. упругость насыщенных паров воды:

$$P_{wS} \approx 18 \text{ кг/см}^2.$$

Численные значения опытных коэффициентов  $a_w$  и  $b_w$  для воды нам известны. Поэтому для подсчета минимального значения коэффициента

<sup>1</sup> Скляренко и Баранаев, Журнал физ. хим., том VI, вып. 9, 1935.



теплоотдачи для капли, движущейся в заданных условиях, мы допускаем, что отношение  $\frac{b_w}{a_w}$  настолько мало, что в формуле (26) членом  $\frac{b_w}{a_w} \omega^{1,6}$  можно пренебречь.

Тогда, подставив численные значения величин, входящих в формулу (26), имеем:

$$\left(1 + \frac{b_B}{a_B} \cdot \omega^{1,6}\right) = 4,93.$$

Минимальные же значения коэффициента теплоотдачи для капли заданного радиуса:

$$\alpha_w = \alpha_0 \left(1 + \frac{b_B}{a_B} \cdot \omega^{1,6}\right) = 339 \times 4,93 = 1670 \text{ кал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}.$$

Н. В. ПЕТРОВСКИЙ

### ИСПАРЕНИЕ ТОПЛИВА ПЕРЕД ЕГО САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ В ДИЗЕЛЬМОТОРЕ

В настоящее время установилось мнение, что самовоспламенение топлива, введенного в камеру горения дизельного двигателя, происходит при жидкофазном его состоянии. Считают, что воспламенение начинается на поверхности капли и что последняя сгорает подобно угольной пылинке.

Такое представление о процессе самовоспламенения топлива отвергает высказанное еще Р. Дизелем предположение, что перед самовоспламенением капля топлива должна испариться.

Современное воззрение на самовоспламенение топливной капли было результатом экспериментальной работы Волерса и Эмке<sup>1</sup> и теоретического исследования К. Неймана<sup>2</sup>. Волерс и Эмке показали, что газы, образующиеся при пирогенетическом разложении жидких топлив, имеют в среде кислорода более высокую температуру самовоспламенения, нежели само жидкое топливо.

Отсюда делался вывод, что топливо начинает воспламеняться, будучи в жидкой фазе, и что полного испарения топливных капель к этому моменту не происходит.

Эту мысль развил и Нейман, показавший своими расчетами, что в столь малый промежуток времени, какой занимает индуктивный период процесса горения, значительного испарения не может быть.

Так например, в период 0,01 сек. количество испарившегося топлива составляет, по Нейману, всего лишь 0,75%.

Такое же мнение, между прочим, высказал ранее Неймана и Вертенберг<sup>3</sup>, который считал, что полное испарение частиц топлива за столь короткое время, как 0,01 сек, совершенно невозможно. С этим взглядом согласен и Засс<sup>4</sup>.

<sup>1</sup> Wollers und Ehmke, Der Vergasung der Treibmittel im Dieselmotor, Kruppsche Monatshefte, t. 2, 1921.

<sup>2</sup> K. Neumann, Untersuchungen über die Selbstzündung flüssiger Brennstoffe, V. D. I., 1926, t. 70.

<sup>3</sup> Wertenberg, Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor, V. D. I., 1924, t. 68.

<sup>4</sup> Засс, Бескомпрессорные двигатели Дизеля, 1931, стр. 23.

Однако, как работы Волерса и Эмке, так и исследование Неймана не могут служить доказательством отсутствия полного испарения топливных капель перед самовоспламенением.

Действительно, Таус и Шульце<sup>5</sup> показали, что точка самовоспламенения паров топлива в кислороде такая же, как у жидкого топлива. Следовательно это отвергает положение Волерса и Эмке. Нельзя согласиться и с подсчетами Неймана, так как, делая их, он допускал, что испарение происходит с большой плоской поверхности при низком давлении и таким образом получал коэффициенты испарения, не соответствующие действительным условиям испарения маленьких капель в камере горения двигателя Дизеля.

В своей предсмертной работе Вентцель<sup>6</sup>, пользуясь соотношением между коэффициентом теплоотдачи и коэффициентом испарения, полученным Аккерманом, и законами подобия, доказал, что в индуктивный период горения возможно полное испарение капли.

Этим исследованием, хотя и построенным на некоторых допущениях, но вполне приемлемых, восстанавливается, по нашему мнению, прежняя теория самовоспламенения топлива в парообразном состоянии.

Нам также трудно согласиться, что самовоспламенение начинается при жидком состоянии топлива и что столь мелкие капли, как капли с  $r = 0,005$  мм, не успевают испариться в индуктивный период.

Ниже мы доказываем возможность полного испарения топливной частицы до ее самовоспламенения.

#### Принятые обозначения

Обозначим через:

- $z$  — время в секундах,
- $P_c$  — давление сжатия в цилиндре в кг/см<sup>2</sup>,
- $T_c$  — температуру сжатия в ° абс.,
- $\gamma_B$  — удельный вес топлива в кг/см<sup>3</sup>,
- $\gamma_{DB}$  — удельный вес паров топлива в кг/см<sup>3</sup>,
- $\gamma_w$  — удельный вес воды в кг/см<sup>3</sup>,
- $\mu_B$  — молекулярный вес паров топлива в кг/моль,
- $\mu_w$  — молекулярный вес паров воды в кг/моль,
- $T_{BO}$  — температуру капли топлива при  $z = 0$  в ° абс.,
- $\gamma_e$  — удельный вес воздуха в камере сжатия в кг/см<sup>3</sup>,
- $D$  — коэффициент диффузии в см/сек,
- $P_{BS}$  — упругость насыщенных паров топлива в кг/см,
- $\omega_0$  — начальную скорость движения топливной капли в м/сек,
- $P_{wS}$  — упругость насыщенных паров воды в кг/см,
- $P_{BO}$  — парциальное давление паров топлива вдали от капли,
- $\phi$  — коэффициент сопротивления для капли,
- $F$  — поверхность капли в см<sup>2</sup> через  $z$  секунд,
- $r_0$  — радиус капли при  $z = 0$  в см,
- $r$  — радиус капли через  $z$  секунд в см.

<sup>5</sup> Taus und Schulte, Über Zündpunkte und Verbrennungsvorgang im Dieselmotor, Halle, 1924.

<sup>6</sup> Wentzel, Zum Zündvorgang im Dieselmotor, Forschung, № 3, 1935.



## Скорость движения испаряющейся в полете капли

На основании принципа д'Аламбера для капли, движущейся в камере сжатия двигателя, можно написать<sup>7</sup>:

$$m \frac{dw}{dz} = -R, \quad (1)$$

где масса капли

$$m = \frac{4}{3} \pi r^3 \gamma_B$$

и сопротивление трения сжатого воздуха

$$R = \psi \frac{\gamma_e}{g} \pi r^2 w^2.$$

Подставляя в уравнение (1) значения  $m$  и  $R$ , имеем:

$$r \frac{dw}{dz} = -0,75 \psi \frac{\gamma_e}{\gamma_B} w^2. \quad (1a)$$

Как показали опыты Старокадомской<sup>8</sup>, изменение поверхности шарообразной капли, испаряющейся в потоке воздуха, движущегося со скоростью  $w$ , следует закону

$$F = F_0 \cdot e^{-(a + bw^n)z}, \quad (2)$$

где:  $n = 1,6$ ,

$a$  и  $b$  — опытные коэффициенты, зависящие от рода испаряющейся жидкости,

$F_0$  — начальная поверхность.

Для воды при комнатных условиях:  $a = 1 \times 10^{-5}$ ,  $b = 48 \times 10^{-5}$ .

Согласно выражению (2) радиус шарообразной капли будет изменяться так:

$$r = r_0 e^{-(a + bw^n) \frac{z}{2}} \quad (3)$$

или без большой погрешности можно принять:

$$r \approx r_0 \left[ 1 - \left( \frac{a}{2} + \frac{b}{2} w^n \right) z \right]. \quad (3a)$$

Подставляя это выражение для  $r$  в уравнение (1a), имеем:

$$\frac{dw}{dz} = -k \frac{w^2}{1 - \left( \frac{a}{2} + \frac{b}{2} w^n \right) z}, \quad (4)$$

где  $k = 0,75 \cdot \frac{\psi \cdot \gamma_e}{r_0 \cdot \gamma_B}$ ; по Зассу<sup>4</sup>  $\psi = 0,02 - 0,24$

Приближенным решением этого дифференциального уравнения получаем следующую связь между временем и скоростью движения

<sup>7</sup> Силой тяжести пренебрегаем.

<sup>8</sup> Старокадомская, Журнал экспериментальной теоретической физики, т. 3, вып. 3, 1933.

капли, уменьшающейся в объеме благодаря испарению, согласно уравнению (3a).

$$z = \left\{ 1 + \frac{b \cdot w^{n-1}}{2 \cdot k(n-1)} - \frac{a}{2 \cdot k w} \right\} \left\{ \frac{1}{k} \left( \frac{1}{w} - \frac{1}{w_0} \right) - \frac{b}{2k^2(n-1)(2-n)} \left( \frac{1}{w^{2-n}} - \frac{1}{w_0^{2-n}} \right) + \frac{a}{4k^2} \left( \frac{1}{w^2} - \frac{1}{w_0^2} \right) \right\}. \quad (5)$$

Анализ этого выражения при  $n > 1$  показывает\*, что как для воды, так и для других испаряющихся в полете капель жидкостей оно свободно может быть заменено выражением

$$z \approx \frac{1}{k} \left( \frac{1}{w} - \frac{1}{w_0} \right), \quad (6)$$

откуда

$$w \approx \frac{w_0}{1 + k w_0 z} \quad (7)$$

или

$$w \approx \frac{w_0}{1 + \frac{0,75 \cdot \psi \cdot \gamma_e}{r_0 \cdot \gamma_B} \cdot w_0 \cdot z} \quad (7a)$$

Таким образом мы приходим к заключению, что при подсчете скорости движения испаряющейся капли практически можно допускать радиус ее неизменным и равным начальному  $r_0$ .

## Испарение капли в индуктивный период горения

Входящая в выражение (3a) переменная скорость движения капли не позволяет определить изменение ее радиуса по времени и найти период, необходимый для полного ее испарения. Кроме того имеющиеся в уравнении (3a) опытные коэффициенты  $a$  и  $b$ , известные нам только для воды, испаряющейся в нормальных условиях, не вскрывают основных факторов, влияющих на испаряемость капли топлива в цилиндре двигателя.

Поэтому для наших целей не представляется возможным непосредственно использовать указанную зависимость радиуса капли от времени.

Закон изменения капли в индуктивный период горения, т. е. до самовоспламенения топлива, можно установить следующим образом.

Если  $G_0$  — начальный вес капли (при  $z = 0$ ) и  $G$  — по истечении  $z$  секунд, то количество испарившейся жидкости за этот период

$$\Delta G = G_0 - G = \frac{4}{3} \pi \gamma_B (r_0^3 - r^3).$$

Дифференцируя, получаем:

$$-dG = -\gamma_B \cdot 4\pi r^2 dr. \quad (8)$$

С другой стороны, на основании выведенной нами зависимости\*\* для количества паров, образующихся при испарении капли за время  $z$ , имеем:

$$\Delta G = G_0 - G = \gamma_{DB} \cdot 4\pi r \cdot D \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{BS}} \left( 1 + \frac{b}{a} \cdot w^n \right) z. \quad (9)$$

\* Первые члены фигурных скобок очень велики по сравнению с остальными.

\*\* См. нашу предыдущую статью о величине коэффициента теплоотдачи.



Для бесконечно-малого промежутка времени имеем:

$$-dG = \gamma_{DB} \cdot 4\pi r \cdot D \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{BS}} \left(1 + \frac{b}{a} w^n\right) dz. \quad (10)$$

Приравнивая (9) и (10), находим:

$$rdr = -\frac{\gamma_{DB}}{\gamma_B} \cdot D \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{BS}} \left(1 + \frac{b}{a} w^n\right) dz. \quad (11)$$

Беря среднее интегральное значение для температуры

$$T_m = \frac{T_c - T_{BO}}{\ln \frac{T_c}{T_{BO}}} \quad (12)$$

и соответствующие  $T_m$  и заданному  $P_c$  средние значения  $\gamma_{mDB}$  и  $P_{mBS}$ , получаем для данных условий в камере сжатия постоянную величину

$$\varphi = \frac{\gamma_{mDB}}{\gamma_B} \cdot D \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{mBS}}. \quad (13)$$

В таком случае выражение (11) можно представить в виде

$$rdr = -\varphi \left(1 + \frac{b}{a} w^n\right) dz, \quad (14)$$

или, учитывая закон измерения скорости капли [формула (7)], приходим к следующему дифференциальному уравнению, связывающему радиус испаряющейся капли со временем:

$$rdr = -\varphi \left[1 + \frac{b}{a} \frac{w_0^n}{(1 + kw_0 z)^n}\right] dz. \quad (15)$$

Решая это уравнение\*, находим для движущейся капли при  $n > 1$ ,

$$r^2 = r_0^2 - 2\varphi z - 2\varphi \frac{b}{a} \frac{w_0^{n-1}}{k(n-1)} \left[1 - \frac{1}{(1 + kw_0 z)^{n-1}}\right] \quad (16)$$

и для неподвижной капли ( $w = 0$ )

$$r^2 = r_0^2 - 2\varphi z. \quad (17)$$

### Исследование коэффициентов $a$ и $b$

Входящее в выражение (16) отношение опытных коэффициентов для испаряющейся капли топлива нам неизвестно. Казалось бы поэтому невозможным по формуле (16) определить период, потребный для полного испарения капли в цилиндре двигателя в заданный промежуток времени.

Однако анализ отношения  $\frac{b}{a}$  показывает, что даже при минимально возможном численном его значении капли обычных размеров успевают испариться за индуктивный период.

Допустим, что испаряющейся жидкостью является вода, для которой при обычных условиях (20/735) коэффициенты:

$$a = 1 \times 10^{-5} \text{ и } b = 48 \times 10^{-5}.$$

\* Постоянная интегрирования определяется из условия  $r = r_0$  для  $z = 0$ .

Установим зависимость коэффициента  $a$  от температуры и давления окружающей среды.

При стационарных условиях ( $w = 0$ ) секундное количество испарившейся жидкости, при  $T_0$  и  $P_0$

$$\Delta G_{w0} = \frac{4}{3} \pi \gamma_w (r_0^3 - r^3) \quad (18)$$

и при любой другой температуре  $T_1$  и давлении  $P_1$

$$\Delta G_{w1} = \frac{4}{3} \pi \gamma_w (r_0^3 - r_1^3). \quad (19)$$

Следовательно, отношение секундных количеств образовавшихся паров при указанных двух условиях:

$$\frac{\Delta G_{w1}}{\Delta G_{w0}} = \frac{r_0^3 - r_1^3}{r_0^3 - r^3} \quad (20)$$

или после замены  $r$  его выражением (3)

$$\frac{\Delta G_{w1}}{\Delta G_{w0}} = \frac{1 - e^{-\frac{3}{2} a_1}}{1 - e^{-\frac{3}{2} a_0}} \approx \frac{1 - \left(1 - \frac{3}{2} a_1\right)}{1 - \left(1 - \frac{3}{2} a_0\right)} \approx \frac{a_1}{a_0}. \quad (21)$$

С другой стороны, это отношение выражается, согласно (10) при  $w = 0$

$$\frac{\Delta G_{w1}}{\Delta G_{w0}} = \frac{\gamma_{Dw1} \cdot D_1 \cdot \ln \frac{P_1}{P_1 - P_{1wS}}}{\gamma_{Dw0} \cdot D_0 \cdot \ln \frac{P_0}{P_0 - P_{0wS}}}. \quad (22)$$

Так как коэффициенты диффузии паров можно связать между собой нижеследующей зависимостью

$$\frac{D_1}{D_0} = \frac{P_0}{P_1} \left(\frac{T_1}{T_0}\right)^m, \quad (23)$$

где  $m = 1,5 \div 2$ , то в предположении действительности для паров законов термодинамики газов находим для (22) при  $m = 2$

$$\frac{\Delta G_{w1}}{\Delta G_{w0}} = \frac{T_1}{T_0} \cdot \frac{\ln \frac{P_1}{P_1 - P_{1wS}}}{\ln \frac{P_0}{P_0 - P_{0wS}}}. \quad (24)$$

Сопоставляя (21) и (24), получаем:

$$a_1 = a_0 \cdot \frac{T_1}{T_0} \cdot \frac{\ln \frac{P_1}{P_1 - P_{1wS}}}{\ln \frac{P_0}{P_0 - P_{0wS}}}. \quad (25)$$

Таким образом, пользуясь этой формулой, нетрудно для любых  $P$  и  $T$  определить численное значение коэффициента  $a$  для воды. Этой же



зависимостью можно воспользоваться и для другой какой-либо испаряющейся жидкости, если известно для нее значение  $a_0$ .

Для большей ясности дальнейших рассуждений определим численное значение  $a$  для воды применительно к следующему конкретному случаю.

Давление:  $P_1 = 30 \text{ ата}$ ,  $P_0 = 1,0 \text{ ата}$ .

Температура:  $T_1 = 480^\circ \text{ абс.}$ ;  $T_0 = 293^\circ \text{ абс.}$

Упругость насыщенных паров воды по таблице Шюле

$$P_{1wS} \approx 18 \text{ кг/см}^2; P_{0wS} = 0,0238 \text{ кг/см}^2,$$

по формуле (25) находим:

$$a_1 = 1 \times 10^{-5} \times \frac{480}{293} \times \frac{\ln \frac{30}{30-18}}{\ln \frac{1}{1-0,0238}} \approx 60 \times 10^{-5}.$$

Подставляя это значение  $a$  в формулу (3) и для упрощения задачи, принимая  $z = 2$ , получаем:

$$r = r_0 e^{-60 \times 10^{-5} \left(1 + \frac{b_1}{60 \times 10^{-5}} \times \omega^n\right)}.$$

Отсюда видно, что  $b_1$  должно быть положительным, так как в противном случае окажется, то при равных  $z$ ,  $T_1$  и  $P_1$  радиус неподвижной капли меньше движущейся, т. е. в стационарных условиях испарение будет происходить интенсивнее, нежели при движении.

Такое положение противоречит физическому смыслу формулы (3).

Вычислим теперь минимально возможное значение отношения  $\frac{b_B}{a_B}$  для тетрадекана  $C_{14}H_{30}$ , близкого по своим физическим свойствам к газойлю.

По Складенко и Баранаеву<sup>9</sup>, отношение секундных количеств, испаряющихся в одних и тех же условиях жидкостей (топливо и вода), выражается:

$$\frac{\Delta G_B}{\Delta G_w} = \frac{\gamma_B \cdot P_{BS}}{\gamma_w \cdot P_{wS}} \sqrt{\frac{D_B}{D_w} \frac{(2P_c - P_{wS})}{(2P_c - P_{BS})}}. \quad (26)$$

С другой стороны, по формуле (9)

$$\frac{\Delta G_B}{\Delta G_w} = \frac{\gamma_{DB} \cdot D_B \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{BS}} \left(1 + \frac{b_B}{a_B} \omega^n\right)}{\gamma_{Dw} \cdot D_w \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{wS}} \left(1 + \frac{b_w}{a_w} \omega^n\right)}. \quad (27)$$

Сопоставляя (26) и (27), получаем:

$$\left(1 + \frac{b_B}{a_B} \omega^n\right) = \frac{P_{BS} \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{wS}} \left(\frac{2P_c - P_{wS}}{2P_c - P_{BS}}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{D_w}{D_B}\right)^{\frac{1}{2}} \left(1 + \frac{b_w}{a_w} \omega^n\right)}{P_{wS} \cdot \ln \frac{P_c}{P_c - P_{BS}}}. \quad (28)$$

<sup>9</sup> Складенко и Баранаев, Журнал физ. хим., вып. 9, 1935.

Определяя упругость насыщенных паров топлива по формуле Розаля<sup>10</sup> и принимая (см. сноску 6) для нормальных условий  $D_{OB} = 0,0144 \text{ см}^2/\text{сек}$  и  $D_{ow} = 0,198 \text{ см}^2/\text{сек}$ <sup>11</sup>, находим для  $T = 480^\circ \text{ абс.}$  и  $P = 30 \text{ ата}$ :

$$P_{BS} = 1,875 \times 10^6 \times e^{-\frac{2439}{480}} = 11700 \text{ кг/м}^2 = 1,17 \text{ кг/см}^2.$$

$$P_{wS} \approx 18 \text{ кг/см}^2.$$

$$a_w = 60 \times 10^{-5}.$$

Тогда по формуле (28) имеем:

$$1 + \frac{b_B}{a_B} \cdot \omega^n = 4,93 \left(1 + \frac{b_w}{60 \times 10^{-5}} \cdot \omega^n\right). \quad (29)$$

Минимальное значение  $b_w$  не может быть равным нулю и должно быть положительным по причинам, указанным выше. Следовательно, если допустить, что  $b_w$  представляет собою настолько малую величину, что членом  $\frac{b_w \cdot \omega^n}{60 \times 10^{-5}}$  можно пренебречь, то минимальное значение  $\left(\frac{b_B}{a_B}\right)_{\min}$  будет равно для указанных  $T$  и  $P$ :

$$\left(\frac{b_B}{a_B}\right)_{\min} = \frac{3,93}{\omega^n}. \quad (30)$$

Пример.

Топливо — газойль:

$$r_0 = 0,005 \text{ мм} = 5 \times 10^{-6} \text{ м}$$

$$\gamma_B = 880 \text{ кг/м}^3$$

$$D_0 = 0,0144 \text{ при } 0^\circ \text{ и } 1 \text{ ата}$$

$$\omega_0 = 200 \text{ м/сек}$$

$$P_c = 30 \text{ ата}$$

$$T_c = 724^\circ \text{ абс.}$$

$$T_{BO} = 300^\circ \text{ абс.}$$

Определим возможность полного испарения капли при заданных условиях в цилиндре двигателя за время  $z = 0,01 \text{ сек.}$

Находим по формуле (12):

$$T_m = \frac{724 - 300}{\ln \frac{724}{300}} \approx 480^\circ \text{ абс.}$$

При  $\psi = 0,02$  и  $T_c = 724^\circ \text{ абс.}$  имеем:

$$k = \frac{0,75 \times 0,02 \times 14,2}{5 \times 10^{-6} \times 880} = 48,5$$

и

$$D = \frac{0,0144}{30} \left(\frac{724}{273}\right)^2 = 0,00337 \text{ см}^2/\text{сек.}$$

При  $T_m = 480$  и  $P_c = 30 \text{ ата}$  имеем:

$$\gamma_{mDB} = 149 \text{ кг/м}^3 \text{ и } P_{mns} = 1,17 \text{ кг/см}^2.$$

По формуле (13)

$$\varphi = \frac{149}{880} \times 337 \times 10^{-9} \times \ln \frac{30}{30 - 1,17} \approx 2,24 \times 10^{-9}.$$

<sup>10</sup> Rosahl, Diplomarbeit, Hannover; K. Neumann, V. D. I., № 32, 1932.

<sup>11</sup> Н. Яковлев, Топливо для авиационных двигателей, 1931, табл. 14.



## НЕПОСРЕДСТВЕННЫЙ ВПРЫСК В ЦИЛИНДР ЛЕГКОГО ТОПЛИВА В МОТОРАХ, РАБОТАЮЩИХ С ЗАЖИГАНИЕМ ОТ ИСКРЫ (БЕЗ ПРИМЕНЕНИЯ КАРБЮРАТОРА)

## I

Моторы с впрыском топлива имеют несомненные и большие преимущества по сравнению с моторами, работающими на карбюраторе. Преимущества эти следующие:

1. Повышение мощности при одном и том же числе оборотов и литраже мотора, поскольку увеличивается весовой заряд цилиндра воздухом, в связи с тем, что гидравлические потери в карбюраторе и во всасывающей системе отпадают. Затем отпадает (хотя и незначительный) подогрев смеси при прохождении через карбюратор, что также благоприятно отражается на коэффициенте наполнения двигателя.
2. Понижается удельный расход топлива.
3. Применение непосредственного впрыска в авиационных моторах дает возможность проводить длительные перевернутые полеты.
4. Устраняется возможность образования льда во всасывающей системе, что имеет место в карбюраторах при работе двигателя зимой и при высотных полетах.
5. Становится возможным более быстрый и более надежный запуск мотора.
6. Возможно применение смеси топлива и других топливных смесей (битопливные системы) в определенных пределах без риска вызвать детонацию.
7. Возможно применение двухтактного цикла при впрыске топлива непосредственно в цилиндр.
8. Получение меньших удельных расходов топлива при малых нагрузках (40—50%), что особенно важно для машин автомобильных, машин для автотрис и тягачей.

## II

Первые опыты по впрыскиванию топлива относятся к 1894 г. и были проделаны Газельвандером на двигателе мощностью 10 л. с., имевшем особой формы поршень-вытеснитель.

Газельвандер при работе двигателя на американском бензине добился расхода топлива в 291 г/л. с.-ч. при полной нагрузке и 266 г/л. с.-ч. при  $\frac{3}{4}$  нагрузки<sup>1</sup>.

Затем в 1913 г. были опубликованы работы французских исследователей Беллем и Брежера по впрыску топлива в быстроходных двигателях низкого сжатия. Давление в топливном насосе было 3—4 атм. Расход топлива при полной нагрузке составлял 300 г/л. с.-ч.

В 1927 г. проф. Дюль (Германия) проводились опыты на приспособленном для этой цели дизеле „Дорнер“  $N_e = 30$  л. с. Этот двигатель

<sup>1</sup> ATZ, № 6, 8 и 9 за 1935 г. Русский источник „Двигатели внутреннего сгорания“, том II. Монографии по иностранной литературе, изд. ОНТИ, 1936 г.

Капелька  $r_0 = 0,005$  при  $w_0 = 200$  м/сек пройдет за время  $z = 0,01$  сек. путь (см. сноску 4):

$$S = \frac{1}{k} \cdot \ln(1 + w_0 k z) = \frac{1}{48,5} \cdot \ln(1 + 48,5 \times 200 \times 1 \times 10^{-2}) = 0,0945 \text{ м.}$$

Следовательно средняя скорость ее движения за указанный период

$$w_{cp} = \frac{0,0945}{0,01} = 9,45 \text{ м/сек.}$$

Минимальное значение отношения согласно выражению (30)

$$\left(\frac{b_B}{a_B}\right)_{\min} = \frac{3,93}{9,45^{1,6}} = 0,1075.$$

В таком случае по формуле (16):

$$r^2 = 25 \times 10^{-12} - 20 \times 10^{-12} \times 2,24 - 2 \times 2,24 \times 10^{-9} \times \frac{0,1075 \times 200^{0,6}}{48,5 \times 0,6} \left[ 1 - \frac{1}{(1 + 48,5 \times 200 \times 1 \times 10^{-2})} \times 0,6 \right].$$

Полученное отсюда отрицательное значение радиуса капли говорит, что заданный период слишком велик — капля задолго до его конца успевает испариться полностью. Отсюда также видно, что за этот период времени произойдет полное испарение даже стационарной капли.

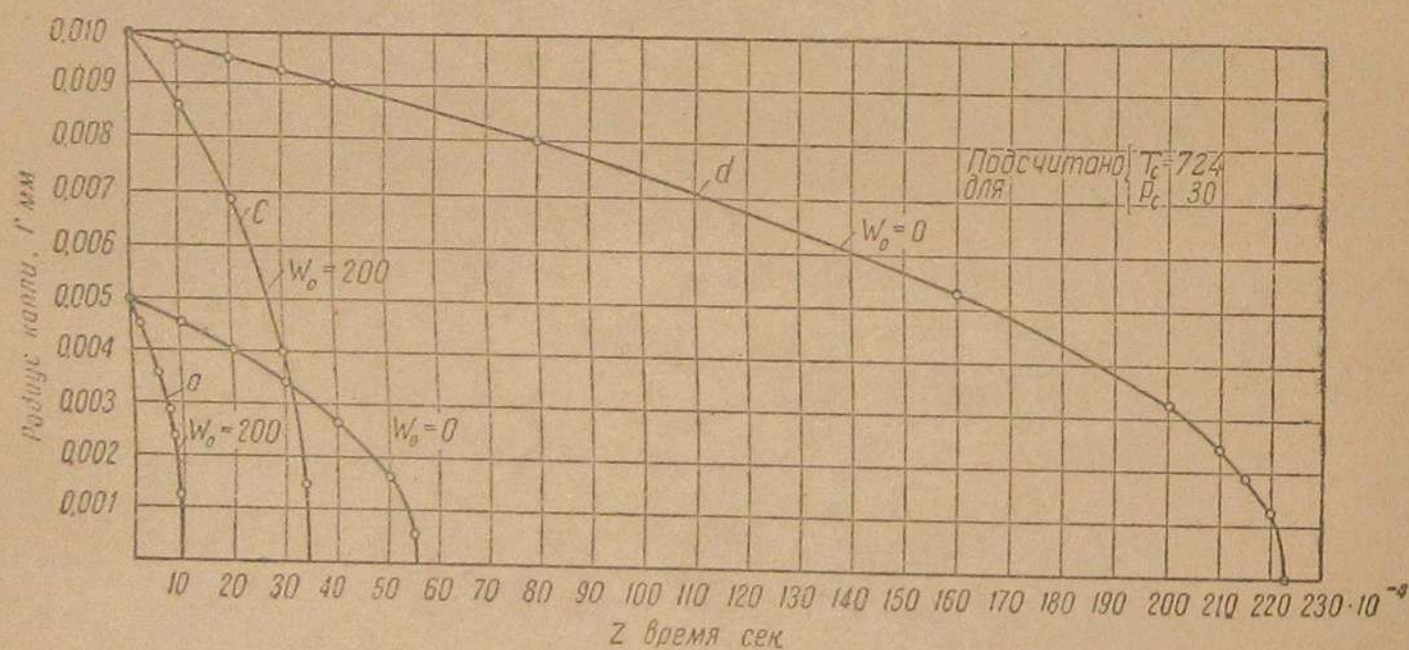


Рис. 1.

Как показывает дальнейший подсчет, полное испарение движущейся капли указанного радиуса наступает максимум через  $z = 0,00096$  сек., а неподвижной — через  $z = 0,0056$  сек.

На рис. 1 даны кривые изменения радиуса движущейся и неподвижной капли.

Все кривые подсчитаны для давления  $P_c = 30$  атм и температуры  $T_c = 724^\circ$  абс.

Кривая *a* получена для капли начального радиуса  $r_0 = 0,005$  мм и начальной скорости  $w_0 = 200$  м/сек, кривая *b* — для капли того же радиуса и скорости  $w_0 = 0$ . Кривая *c* — для капли радиуса  $r_0 = 0,010$  мм и  $w_0 = 200$  м/сек и кривая *d* — для  $r_0 = 0,010$  и  $w_0 = 0$ .



испытывался при  $\epsilon = 5,6$  и  $\epsilon = 7,9$ , причем расход топлива составлял 265 г/л. с.-ч. Топливо — смесь из 75% каменноугольной смолы из бурого угля и 25% даполина. Однако мощность двигателя при этом упала на 10% по сравнению с мощностью, полученной на двигателе „Дорнер“, работавшем как дизель.

В Америке вопросом впрыска топлива в моторах, работающих с зажиганием от искры, занимаются с 1925 г. Первые опыты были проведены в Массачузетском университете Тейлором Е. и Вильямсом Г. и опубликованы в журнале SAE за март 1932 г.<sup>1</sup> Опыты проводились по впрыскиванию топлива во всасывающую трубу по потоку воздуха и против потока, а также непосредственно в цилиндр. Наилучшие результаты дал последний метод.

Однако сейчас известно, что опыты по впрыску топлива непосредственно в цилиндр в Америке были заброшены, и дальнейшее экспериментирование производилось при впрыске топлива во всасывающую систему.

Уже в 1935 г. результаты работ по впрыску были настолько положительны, что военно-воздушный корпус США издал приказ, по которому все одномоторные самолеты, находящиеся на вооружении, должны снабжаться моторами исключительно с впрыском топлива<sup>2</sup>.

Результаты, полученные при этом следующие: максимальный удельный расход топлива составлял 217 г/л. с.-ч., максимальная экономичность 200 г/л. с.-ч. на моторе фирмы „Пратт-Уитней“ марки R-1340-27, причем увеличение мощности составило 13%.

В Германии<sup>3</sup> опыты по впрыску проводились на двигателе типа ЮМО-4. Впрыск топлива производился по типу компрессорных дизелей, т. е. впрыскивалась смесь топлива с воздухом.

Отсутствие данных в литературе не дает возможности судить о достижениях в этой области, достигнутых в Германии на сегодняшний день. То же можно сказать и о США, ибо после того, как двигатели с впрыском были поставлены на вооружение, сведения об их дальнейшем развитии в печать не поступают.

### III

**Преимущества непосредственного впрыска топлива в цилиндр по сравнению с впрыском во всасывающую трубу.** Первое и самое главное преимущество — это возможность применения двухтактного цикла со значительным сокращением удельного расхода топлива по сравнению с карбюраторными моторами, работающими по двухтактному циклу.

Затем, при впрыске топлива непосредственно в цилиндр отпадает не только карбюратор, но и вся всасывающая система, что дает возможность:

а) значительно увеличить весовой заряд цилиндра воздухом, поскольку отпадают гидравлические потери во всасывающей системе, что ведет к дальнейшему увеличению мощности двигателя при том же литраже и оборотах;

<sup>1</sup> Русский источник — книга „Вопросы развития современных быстроходных двигателей внутреннего сгорания“, изд. В.-В. А. РККА им. Жуковского.

<sup>2</sup> Доклад Кемпбелла. SAE за март 1935 г. Русский источник — Т. В. Ф., № 6, 1935 г.

<sup>3</sup> ATZ, № 23, 1924. Русский источник — Т. В. Ф., № 4, 1935.

б) уменьшается удельный вес двигателя;

в) поскольку испарение топлива происходит непосредственно в цилиндре, скрытая теплота парообразования топлива понижает температуру и давление в цилиндре, тем самым давая возможность повысить степень сжатия. В четырехтактных двигателях это явление способствует повышению коэффициента наполнения.

Указанные преимущества и явились основой для направления экспериментов в этой области, проводившихся в лаборатории ХММИ, несмотря на то, что при разрешении этой работы указанным путем встречаются дополнительные трудности, о чем будет сказано ниже.

### IV

**Условия опытов.** Для проведения опытов применялся тракторный двигатель ХТЗ („Интернациональ-15/30“), полная характеристика которого приводится ниже.

Размер цилиндров  $115 \times 152$  мм.

Степень сжатия  $\epsilon = 4,2$  (замерено заливкой на двигателе).

Мощность  $N_e = 32$  л. с. при числе оборотов  $n = 1050$  об/мин.

Расход топлива при  $n = 1060$  об/мин. — 315 г/л. с.-ч.

Максимальный крутящий момент  $M_{кр} = 26$  кг/м.

Порядок работы: 1—3—4—2.

$P_e = 5,5$  кг/см<sup>2</sup>.

Для уменьшения материальных затрат в работе применялся только один цилиндр. Из остальных трех были вынуты поршни.

Топливный насос системы Бош изготовлен Киевским политехническим институтом, приводился в движение от распределительного вала двигателя спереди и поддерживался кронштейном. Форсунка ввинчивалась в свечное отверстие, а свеча была помещена в штуцер, ввинченный в головку с передней стороны мотора. Загрузка двигателя производилась электрическим способом. Запуск осуществлялся той же динамо, работавшей в этом случае мотором.

Для учета измененного механического коэффициента полезного действия была замерена мощность, забираемая мотором на вращение при  $n = 1000$  об/мин. (это число оборотов было постоянным при всех опытах), непосредственно после работы, когда двигатель был в разогретом состоянии. Замер мощности и определение механического коэффициента полезного действия при работе на одном цилиндре пришлось сделать потому, что лаборатория не обладает быстроходным индикатором.

Забираемая на вращение мощность  $N_r = 3,26$  л. с. Механический коэффициент полезного действия двигателя ХТЗ был принят  $\eta_{м_1} = 0,75$ . Из опытов при работе на карбюраторе на одном цилиндре было найдено, что при удельном расходе горючего (керосин  $\gamma = 0,844$ ) один цилиндр давал по приборам  $N_e = 7,38$  л. с. Следовательно индикаторная мощность двигателя при работе на одном цилиндре  $N_i = N_e + N_r = 10,64$  л. с.

Отсюда получен новый механический к. п. д. двигателя при работе на одном цилиндре:

$$\eta_{м_2} = \frac{N_e}{N_i} = 0,693.$$



Таким образом при подсчете мощности показания по приборам ( $A, v$ ) исправлялись на коэффициент

$$K = \frac{\eta_{m1}}{\eta_{m2}} = 1,08.$$

Формула, по которой подсчитывалась эффективная мощность, имела следующий вид:

$$N_e = K \cdot \frac{1,36 \cdot Av}{1000 \eta_d},$$

где  $\eta_d$  — к. п. д. динамомашин.

Для изменения степени сжатия были сначала применены алюминиевые и чугунные накладки на поршень, притиравшиеся к плоскости головки и крепившиеся двумя болтами к днищу поршня. Однако поршень с накладками показал неудовлетворительную работу, так как, несмотря на тщательную пригонку плоскостей соединения, в работе накладки разогревались и коробились, благодаря чему газы проходили под накладки, нарушались условия теплоотдачи от накладки к основной массе поршня, накладка еще больше разогревалась, и двигатель при низких температурах охлаждающей воды ( $40-50^\circ\text{C}$ ) начинал работать самопалом.

Также не привела к удовлетворительным результатам наварка металла к поршню электрическим способом, поскольку трудно было добиться однородной плотной массы наваренного металла (без раковин).

Поэтому все дальнейшие опыты проводились с поршнем, наплавленным сверху чугуном и затем обработанным. В этом случае наплавленный металл составлял с основным металлом поршня одно целое. Для изменения степени сжатия слой чугуна на головке стачивался.

Зажигание смеси производилось от магнето Бош с сектором опережения зажигания  $30^\circ$ .

При работе на форсунке на всасывающее отверстие головки ставился патрубок с дросселем, который в прикрытом положении облегчал запуск мотора и был необходим при работе на малых нагрузках.

Управление дросселем и рейкой насоса было независимое, и состав смеси регулировался от руки.

## V

**Форсунка.** Существующие форсунки, применяемые на дизелях (фирмы Бош и др.), не могут быть использованы в работе мотора с применением легкого топлива (бензин, лигорин, керосин, в особенности с первым) в силу того, что иглы этих форсунок заедают, и форсунка перестает работать. Это явление вызывается меньшей вязкостью легкого топлива по сравнению с нефтью, которая, обладая достаточной вязкостью, сама является смазывающим веществом.

Для устранения заедания иглы форсунки приходится увеличивать зазор между иглой и ее направляющей, что ведет к большим пропускам топлива, все время выливающегося через перепускное отверстие наружу.

Поэтому, приступая к данной работе, нами была поставлена задача — сконструировать форсунку, пригодную для работы в данных условиях, свободную от указанного недостатка и сохраняющую за собой все качества, отвечающие требованиям, предъявляемым форсункам вообще.

Такая форсунка была сконструирована первоначально в двух вариантах: закрытого типа (рис. 1) и открытого типа (рис. 2). Седло 2 и игла 3 менялись, причем было изготовлено и проверено на протяжении всей работы 6 различных вариантов. Работа форсунки ясна из рисунков.

Первый вариант (рис. 3). Поскольку форсунка, изготовленная при первых опытах в Массачусетском университете (США), дала положительные результаты, нами было решено ее проверить в наших опытах. По свидетельству авторов (Тейлор и Вильямс) такая форсунка удовлетворяла требованиям, предъявляемым условиями работы, а именно: игла открывается наружу, и это дает возможность избежать плотной пригонки иглы к направляющей и следовательно избежать заедания иглы. Топливо закрывается конусом  $a$ , который притирается по конусу седла. Конус  $b$  служит для направления струи топлива и главное для размельчения топлива, ибо, по мысли авторов, струя топлива, вырываясь с большой скоростью из-под уплотняющего конуса  $a$ , ударяется в конус  $b$ , и от удара частицы топлива еще больше распыляются.

Однако при проверке этой форсунки оказалось, что она дает очень плохой распыл и большое подтекание топлива, благодаря чему годной ни в коем случае быть не могла.

Из опыта выяснилось, что мнение указанных авторов относительно того, что направляющий конус  $b$  способствует лучшему размельчению частиц топлива, являлось ошибочным.

Наоборот, топливо, встречая на своем пути препятствие в виде стенки конуса, образующая которого почти перпендикулярна к направлению струи топлива, конденсируется от удара, теряет скорость и стекает каплями с конца форсунки.

Для проверки этого положения была сконструирована, выполнена и испытана несколько измененная рабочая часть этой форсунки, как это показано на рис. 4.

Уплотняющим является конус  $a$  с небольшой посадочной площадкой. Конус  $b$  является направляющим для струи топлива и образует конусную щель, а конус  $v$  является отражателем струи топлива. В таком выполнении эта форсунка дала такие же результаты, как и форсунка, показанная на рис. 3.

Затем игла была обточена так, как это показано пунктиром на рис. 4, и форсунка работала удовлетворительно.

В данном случае подтверждается мнение, высказанное Дж. Кемпбеллом в его докладе (см. раздел I), что на пути струи топлива, выходящего

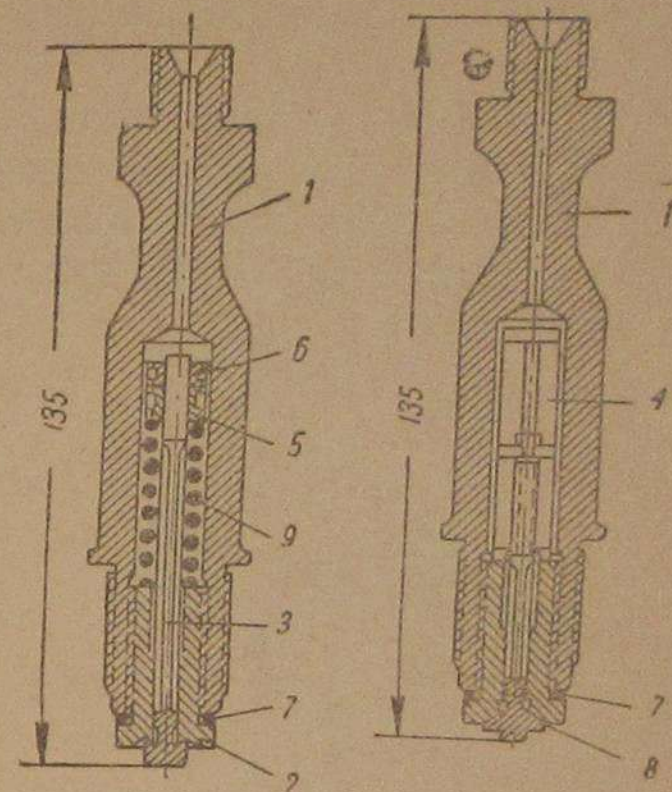
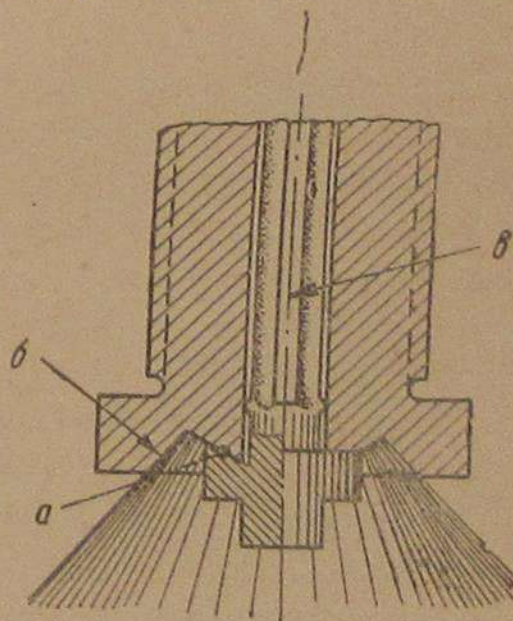


Рис. 1.

Рис. 2.



Вариант 1-й

Рис. 3.



из форсунки, не должно стоять никаких препятствий. В противном случае топливо от удара в стенки неизбежно будет конденсироваться более крупной каплей, терять скорость и давать отрицательный эффект.

К недостаткам первого варианта форсунки надо отнести очень трудное изготовление ее, ибо пригонка уплотняющего конуса *a*, сопряженного с пригоняемой также направляющей частью иглы *b*, очень кропотливая работа, требующая притирки. В производстве эта форсунка могла оказаться очень дорогой.

Второй вариант. Была изготовлена и испытана форсунка открытого типа конструкции, показанной на рис. 5. Между притертыми поверхностями конусов *a* закладывались секторы из тонкопрокатанной латуни (толщина сектора 0,222 мм), образывавшие четыре струи, как это видно из рис. 5.

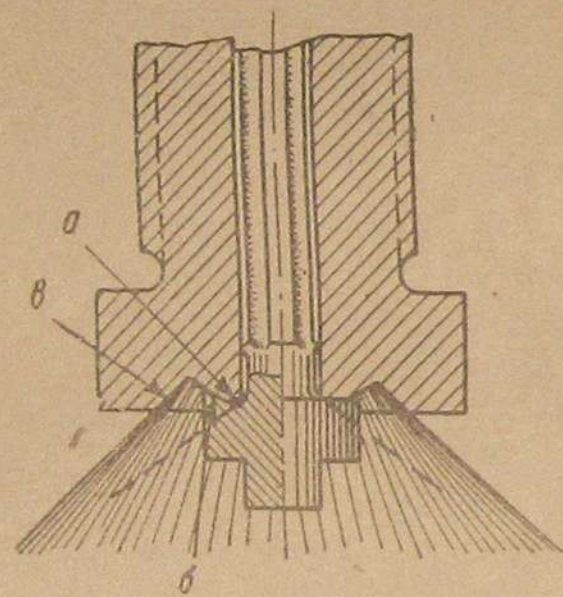
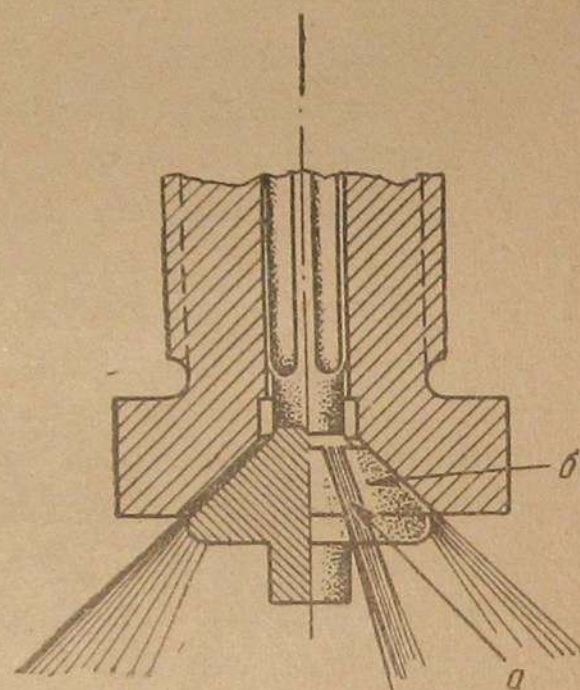


Рис. 4.



Вариант 2-й  
Рис. 5.

Общеизвестен тот факт, что работа моторов (дизелей) с открытыми форсунками дает плохие результаты в транспортных машинах (автомобильные, тягачи и др.) вследствие того, что при малых оборотах двигателя понижается давление распыла топлива и уменьшается скорость выхода топлива из форсунки, а следовательно ухудшается распыл со всеми вытекающими отсюда отрицательными последствиями.

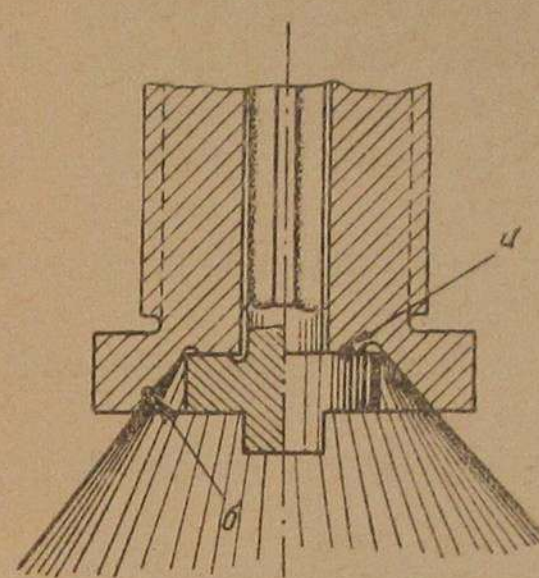
Это же подтвердилось и при работе на легких сортах топлива. Поэтому данный вариант форсунки был нами изготовлен для проверки скорости истечения топлива (лигроина, керосина) из форсунки, при которой (скорости) получается удовлетворительный распыл.

В эксплуатации такой тип форсунки оправдать себя не может, поскольку правильная закладка и зажим секторов между конусами, даже в лабораторных условиях, являются кропотливой работой, хотя данный тип форсунки и прост в производстве.

Третий вариант. Для облегчения изготовления контактных поверхностей иглы и седла форсунки, а также для того, чтобы угол изгиба струи топлива был возможно меньше, была изготовлена форсунка, показанная на рис. 6. Здесь пригонка уплотняющих поверхностей *a* производилась в одной плоскости, в связи с чем была применена плоская шлифовка иглы.

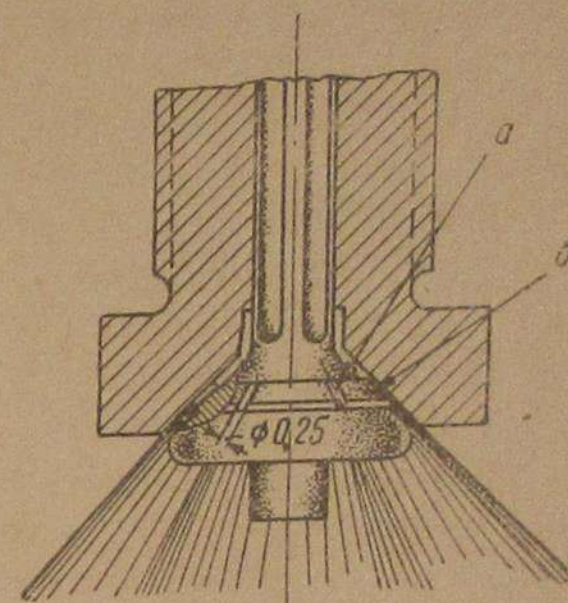
Струя топлива при выходе в пространство цилиндра отклонялась направляющим конусом под углом  $45^\circ$ . Однако в ней почти в полной мере сохранился тот недостаток в работе, что и в первом варианте, а именно: конденсация топлива при ударе о направляющий конус *b* и следовательно плохой распыл.

Четвертый вариант. Форсунки открытого типа, изображенные на рис. 7. К седлу форсунки *b* притирается не вся поверхность конуса



Вариант 3-й

Рис. 6.



Вариант 4-й

Рис. 7.

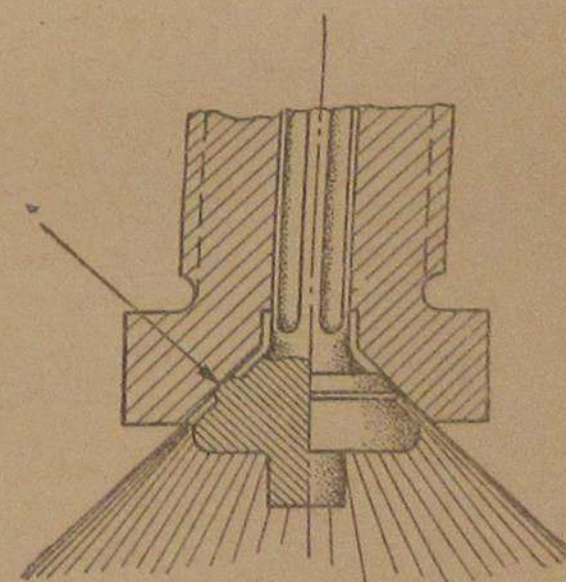
иглы. а только конусный пояс с длиной образующей в 1 мм. Как и в предыдущем варианте открытой форсунки, игла и в данном варианте затягивается гайкой и уплотняет пространство форсунки конусным пояском. Для выхода топлива были профрезерованы на конусном пояске канавки, имеющие форму, изображенную на том же рисунке. Данная форсунка дешева в изготовлении и удобна тем, что можно без больших затрат подобрать необходимое сечение отверстий.

Однако при фрезеровании каналов трудно добиться их однообразия (одинакового сечения), поскольку люфты даже на прецизионном станке не дают возможности профрезеровать одинаковые по размеру канавки. Поэтому струи топлива получаются неравномерными — с различным качеством распыла, в связи с чем работа этой форсунки была также неудовлетворительной.

Кроме указанного, так как форсунка — открытого типа, она давала очень неудовлетворительную работу на малых оборотах и малых нагрузках в силу причин, указанных выше.

Поэтому решено было сконструировать форсунку с таким же распыливающим органом, но закрытого типа.

Пятый вариант. В форсунке, изображенной на рис. 8, игла нагружается сильной пружиной квадратного сечения (рис. 1, 9) и сохраняет давление распыла при различных нагрузках и оборотах.



Вариант 5-й

Рис. 8.



Распыленное топливо имеет вид конуса с углом при вершине  $90^\circ$  и длиной образующей при работе на полной нагрузке от 180 до 200 мм.

В производстве такая форсунка сравнительно проста, ибо выдержать соосность конуса головки иглы и оси направляющего стержня при шлифовке легко. Доводка также не представляет трудности. Тот факт, что контактные поверхности седла и иглы небольшие по площади, дает возможность хорошо притереть обе поверхности, и качество распыла по всему конусу поэтому одинаково. Качество распыла определялось на-глаз, для чего форсунку заставляли работать в атмосфере. Поскольку впрыскивание топлива производилось во время хода всасывания (см. ниже), то условия для распыливания в атмосфере и в цилиндре можно считать почти одинаковыми с той разницей, что при впрыске в цилиндр первые частицы топлива, наиболее распыленные и находящиеся у самого основания конуса (рис. 9), могут быть полностью испарены, не пройдя всего пути в 220 мм по образующей конуса распыла.

Давление распыла (затяжка пружины), дающее наилучшее качество распыла, все время поддерживалось одинаковым.

Эта форсунка проработала 50,5 часа и никаких дефектов в ней не было обнаружено.

Материал седла форсунки — легированная сталь, марки ЭХВГ, с термической обработкой по справочнику Стальсбыта с твердостью по Роквеллу  $C=52-53$ .

Для иглы, которая работает на растяжение при ударной нагрузке, была применена сталь ХМ-1.

Для придания твердости конусному пояску головка иглы цементировалась, дополнительно обрабатывалась, и затем вся игла калилась.

Применявшиеся до этого иглы из стержней клапанов авиационных моторов быстро изнашивались в седле, на котором материал выкрашивался от удара и затем вымывался топливом.

О качестве распыла форсункой данного типа можно судить хотя бы по тому, что при работе форсунки в атмосфере на протяжении  $2-2\frac{1}{2}$  мин. при оборотах насоса  $n=300$  об/мин. капля на игле не собиралась, хотя конец иглы и был влажен, что вполне естественно, так как топливо, впрыскиваемое в атмосферу в виде тумана, продолжало оставаться в воздухе и осаждалось на конце иглы.

Нагарообразование имело место только в тех случаях, когда работа производилась на максимальной мощности, причем при работе на лигроине нагар был минимальным (корка толщиной в 0,1 или 0,2 мм). При работе на керосине на режиме максимальной мощности нагар был больше.

## VI

**Насос.** При опытах применялся насос типа Бош, изготовленный в мастерских Киевского политехнического института. Изготовленный этой организацией плунжер диаметром 6 мм скоро сработался, давая большой пропуск топлива в картер насоса, и впоследствии был заменен парой плунжер-втулка, изготовления фирмы Бош, на котором были произведены все опыты.

Надо отметить, что насос Бош, предназначенный для работы на нефти, при работе на бензине или керосине не удовлетворяют требованиям,

предъявляемым к топливному насосу вообще, по соображениям, приведенным отчасти в разделе V.

1. При плотной пригонке плунжера ко втулке, дающей максимальную герметичность пространства сжатия, плунжер заедает и выходит из строя, что и было отмечено в первых отчетах по работе, производившихся в

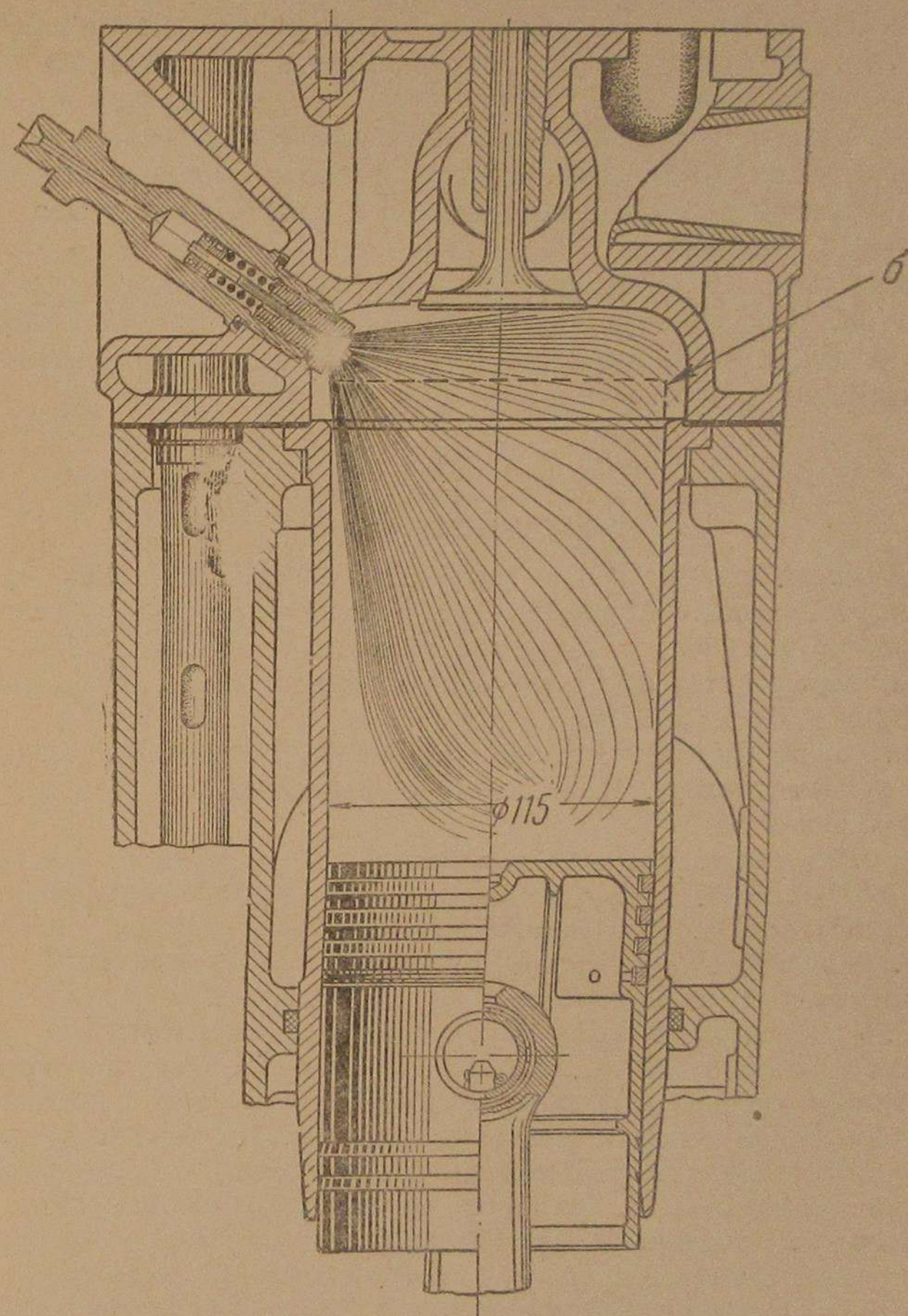


Рис. 9.

Массачузетском университете. Если этого не случилось при наших опытах, то только потому, что ранее пара плунжер-втулка работала на нефти и следовательно имела некоторый износ.

2. При зазоре между плунжером и втулкой, достаточном для того, чтобы не было заедания, происходит значительный пропуск бензина или



керосина в картер насоса, разжижается смазка, при продолжительной работе топливо заполняет картер насоса и выходит наружу через подшипники, что и имело место в наших опытах. Указанное явление нежелательно как с точки зрения пожарной опасности, так и в смысле дополнительных потерь топлива. Кроме того, разжиженная смазка приводит к быстрому износу деталей, работающих на трение (кулачок, ролик).

Поскольку керосин и бензин не обладают смазывающими свойствами нефти, плунжер насоса и втулка также быстрее срабатываются и последуют неудовлетворительную работу.

В какой степени срабатываются указанные детали быстрее на бензине и керосине, нежели на нефти, в наших опытах выяснить не удалось, поскольку к концу опытов, приведенных в данной статье, насос работал еще удовлетворительно.

Отсюда вытекает необходимость в насосе, свободном от указанных недостатков. Насос должен работать по принципу разделенных жидкостей, с таким расчетом, чтобы жидкость, соприкасающаяся с трущимися деталями, обладала минимумом вязкости нефти.

## VII

### Результаты опытов

Следующим этапом работы после изготовления и проверки удовлетворительно работающей форсунки была намечена проверка работы мотора на форсунке и на карбюраторе при различных степенях сжатия.

Двигатель работал при следующих степенях сжатия: 4,20; 4,50; 4,75; 5,00; 5,25; 5,50; 5,75; 6,25.

При работе на каждой степени сжатия определялся наивыгоднейший угол впрыска топлива. Впрыскивание производилось при всасывании с градациями в 30°.

I. 30° после в. м. т. при всасывании.

II. 60° после в. м. т. при всасывании.

III. 90° после в. м. т. при всасывании.

IV. 120° после в. м. т. при всасывании.

Картина впрыска представлена на рис. 9.

Было найдено, что наилучшие результаты двигатель дает при угле впрыска топлива в 90° после верхней мертвой точки при всасывании. Дальнейшее увеличение угла впрыска топлива по углу поворота кривошипа приводило всегда к худшим результатам. Так, уже при угле впрыска в 160° после в. м. т. двигатель работал очень неравномерно, с пропусками вспышек и с выхлопом во всасывающий патрубок, причем минимальный удельный расход топлива составлял 300 г/л. с.-ч. при  $\epsilon=4,2$  на лигроине, в то время как при угле впрыска 90° после в. м. т. минимальный удельный расход составлял всего 260 г/л. с.-ч., а полученная при этом мощность была соответственно равна:

90° после в. м. т. 11,7 л. с.

150° после в. м. т. 11,2 "

Точно так же при впрыске топлива при углах в 30 и 60° результат был хуже, чем при впрыске при угле в 90°.

Такое явление объясняется повидимому тем, что при ранних углах впрыска, когда поршень находится близко к в. м. т., поршень забрас-

вается топливом, распыленным форсункой, которое конденсируется на поршне и медленно сгорает или коксуется. Было отмечено, что при работе на ранних углах впрыска на поршне образовывался нагар больше, нежели при больших углах (90° и больше).

Худшие результаты, полученные при углах впрыска в 120°, 150° и больше после в. м. т. при всасывании, объясняются тем, что остается мало времени для испарения топлива и для перемешивания его с воздухом. Сравнительный график работы мотора при различных углах впрыска представлен на рис. 10.

Отсутствие кривых к. п. д. загрузочного динамо для различных чисел оборотов не дало возможности снимать с мотора нормальную характеристику  $[N_e, g=f(n)]$ . Поэтому все кривые получены при различных нагрузках мотора и при постоянном числе оборотов  $n=1000$  об/мин.

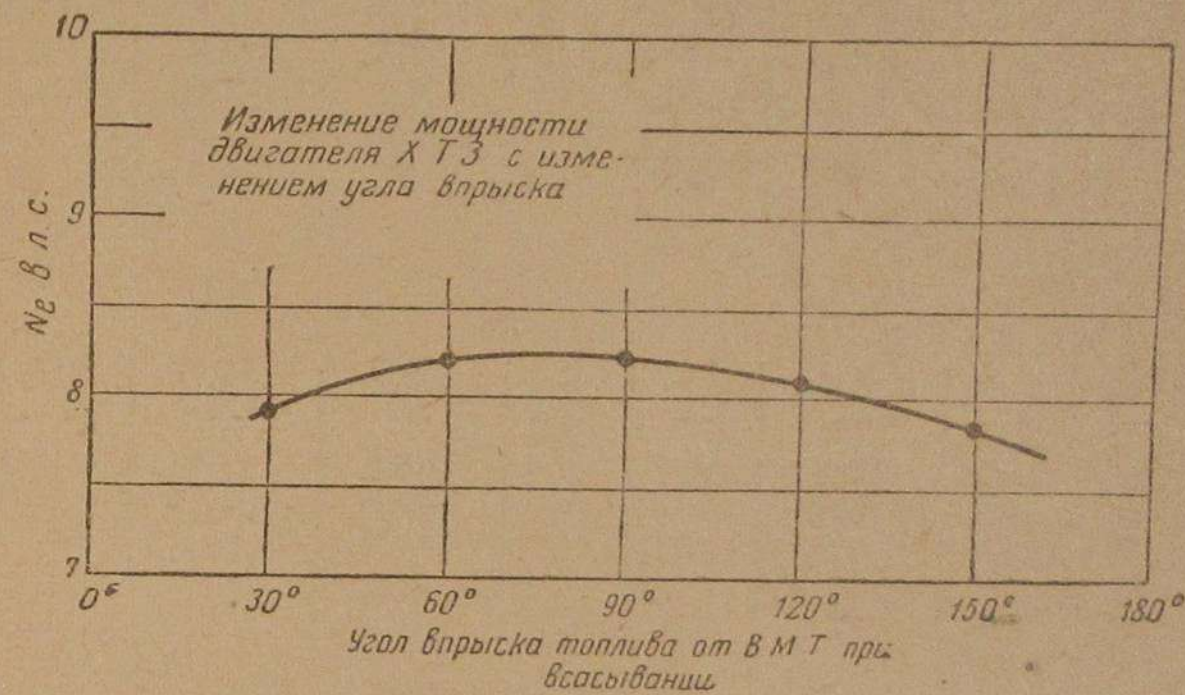


Рис. 10.

Испытания производились на лигроине и керосине со следующими характеристиками.

#### Лигроин

Удельный вес при 20° С . . . . .	0,77 (0,769)
Начало кипения . . . . .	81° С
Выкипание: 55% при . . . . .	150° С
89% " . . . . .	200° С
96,5% " . . . . .	230° С
Остаток . . . . .	1,5%
Потери . . . . .	1,0%
Механические примеси . . . . .	нет
Минеральные щелочи и кислоты . . . . .	нет
Проба на медную пластину . . . . .	выдерживает
Органические кислоты в миллиграммах КОН=	0,034

Цвет — светлозеленый по ОСТ (681—2) — лигроин тракторный — (горючее для тракторов ЧТЗ).

#### Керосин

Удельный вес при 20° С равен 0,844.

Результаты опытов, проведенных при различных режимах и различных степенях сжатия, приведены в сводной табл. 1.



Сравнительные данные работы мотора ХТЗ (один цилиндр) при

$\epsilon$	Режим максимальной мощности						Режим максимальной экономичности					
	$N_e$ л. с.			$G$ г/л. с.-ч.			$N_e$ л. с.					
	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.
4,2	9,55	12,65	32,5	323	297	8,5	8,4	11,4	35,6			
4,5	9,6	11,8	22,8	325	298	9,0	8,6	10,60	23,5			
4,75	8,88	13,1	48,8	266	280	5,2	7,6	11,46	50,0			
5	8,5	11,6	36,5	340	277	22,5	7,35	9,7	32,0			
5,25	9,5	13,75	44,5	306	290	5,5	7,90	31,45	45,0			
5,5	8,75	11,85	35,5	272	268	1,5	7,3	9,99	35,5			
5,75	*	11,8	*	286			10,25		*			

Л и г

4,2	9,55	12,65	32,5	323	297	8,5	8,4	11,4	35,6
4,5	9,6	11,8	22,8	325	298	9,0	8,6	10,60	23,5
4,75	8,88	13,1	48,8	266	280	5,2	7,6	11,46	50,0
5	8,5	11,6	36,5	340	277	22,5	7,35	9,7	32,0
5,25	9,5	13,75	44,5	306	290	5,5	7,90	31,45	45,0
5,5	8,75	11,85	35,5	272	268	1,5	7,3	9,99	35,5
5,75	*	11,8	*	286			10,25		*

К е р о

4,2	8,25	11,6	40,5	312	332	6,5	7,75	10,89	40,0
4,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4,75	8,8	11,65	32,5	314	374	18,2	7,6	10,10	33,0
5	8,24	11,15	35,5	320	399	24,5	6,85	9,3	35,7
5,25	—	—	—	—	—	—	—	на керосине	—
5,5	—	—	—	—	—	—	—	"	—
5,75	—	—	—	—	—	—	—	"	—

Прежде всего необходимо отметить очень большое увеличение мощности при работе с форсункой по сравнению с работой на карбюраторе. Если посмотреть средний процент увеличения мощности по каждой степени сжатия, то это увеличение выражается в 34,5—49,5% для различных степеней сжатия. Удельный расход топлива при этом уменьшается от 0 до 14,2% на лигроине.

При работе на керосине результаты опытов несколько хуже. Если увеличение мощности составляет от 35,6 до 39,0%, то удельный расход топлива в одном случае (при  $\epsilon=5,0$ ) увеличился до 11,4%. При степени сжатия 4,75 увеличение расхода топлива по сравнению с карбюратором достигает ничтожной величины в 0,9%, т. е. удельный расход топлива можно считать одинаковым при одновременном увеличении мощности на форсунке в 39,0% в среднем.

Наилучшие результаты получены при  $\epsilon=4,75$ . При этом получен минимальный расход топлива на лигроине в 244 г/л. с.-ч. при режиме максимальной экономичности и одновременное увеличение мощности в 50% по сравнению с работой на карбюраторе.

Как видно из таблицы, при работе на керосине при  $\epsilon=5,0$  результаты получены худшие, нежели при  $\epsilon=4,75$ , хотя двигатель дает при этом значительное увеличение мощности (32,5—41,5%). Объясняется

\* С карбюратором двигатель не работал.

Таблица 1

работе с форсункой и с карбюратором  $n = \text{const} = 1000$  об/мин.

$\epsilon$	экономичности			Режим 50% нагрузки						Средн. %	
	$G$ г/л. с.-ч.			$N_e$ л. с.			$G$ г/л. с.-ч.			$N_e$	$G_{уд}$
	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.	с карбюр.	с форсун.	% уве-лич. или уменьш.		
282	260	8,5	3,90	6,1	56,5	304	324	6,5	4,15	3,5	
285	270	5,6	4,75	5,85	23,2	396	330	20	23,2	11,5	
270	244	11,6	4,35	6,5	49,5	382	292	30,8	49,5	14,2	
305	264	15,5	4,25	5,75	35,0	350	300	16,6	34,5	18,1	
290	250	16	4,75	6,9	45,2	332	293	13,2	45,0	11,6	
270	258	4,5	4,45	6,0	34,8	338	272	24,2	35,3	10,7	
275		*	5,95		*	313		*			

р о и н

282	260	8,5	3,90	6,1	56,5	304	324	6,5	4,15	3,5
285	270	5,6	4,75	5,85	23,2	396	330	20	23,2	11,5
270	244	11,6	4,35	6,5	49,5	382	292	30,8	49,5	14,2
305	264	15,5	4,25	5,75	35,0	350	300	16,6	34,5	18,1
290	250	16	4,75	6,9	45,2	332	293	13,2	45,0	11,6
270	258	4,5	4,45	6,0	34,8	338	272	24,2	35,3	10,7
275		*	5,95		*	313		*		

с и н

312	312	0	4,1	5,6	36,5	508	410	24	38,7	58
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
314	330	5,0	4,1	5,8	41,5	398	360	10,5	39,0	0,9
320	354	10,6	4,1	5,55	35,5	400	396	1,0	35,6	11,4
не работал			—	—	—	—	—	—	—	—
"			—	—	—	—	—	—	—	—
"			—	—	—	—	—	—	—	—

это тем, что при  $\epsilon=5,0$  в двигателе разрабатывались седла клапанов, которые затем (при работе на  $\epsilon=4,75$ ) были притерты.

Бросается в глаза, что при работе на режиме 50% нагрузки только в одном случае (при  $\epsilon=4,2$ ) был увеличенный расход топлива при работе на форсунке по сравнению с работой на карбюраторе. Увеличение расхода составляет всего 6,5%.

На всех других степенях сжатия получено увеличение мощности от 34,8 до 56,5% при одновременном уменьшении расхода топлива от 1,0 до 30,8%.

Это обстоятельство имеет чрезвычайно важное значение для машин транспортного назначения (автомобили, тягачи и автотрициклы), которые очень небольшое время работают на полной нагрузке. В большинстве случаев двигатели этих машин работают на неполной мощности, и здесь особо рельефно выделяется выгода применения (в смысле экономичности) непосредственного впрыска топлива.

Если обратимся к сравнительным характеристикам мотора при работе на различных степенях сжатия (рис. 11), то во всех случаях (за исключением  $\epsilon=4,2$  и то только при работе на керосине  $\gamma=0,844$ ) при нагрузках ниже 60—65% кривая расхода топлива идет ниже при работе на форсунке (положе), нежели при работе на карбюраторе.

Как видно из результатов опытов, очень большое увеличение мощности, полученное при работе с непосредственным впрыском топлива в



цилиндр, не всегда сопровождается одновременным уменьшением удельного расхода топлива. Особенно это относится к работе на керосине. Объясняется это, во-первых, тем, что форсунка была отрегулирована на наилучшую работу на лигроине, и, естественно, при работе на керосине она давала относительно худшие результаты, а во-вторых, регулировка состава смеси не во всех случаях была особо тщательной, ибо процесс регулировки смеси при каждом режиме занимал гораздо больше времени, нежели то, в течение которого производились замеры на отрегулированном двигателе.

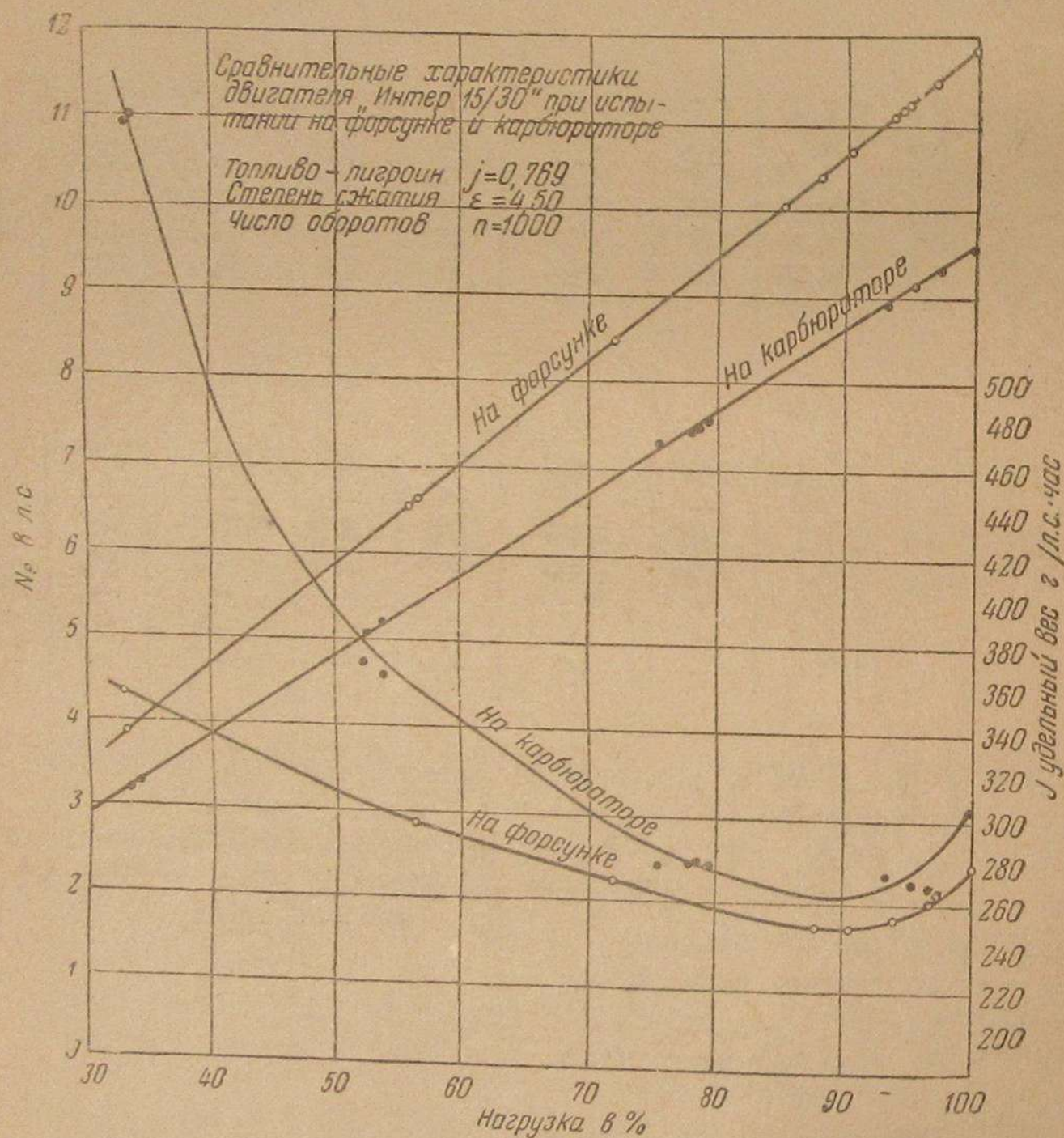


Рис. 11.

Кроме того сам двигатель (вернее головка цилиндров двигателя) не приспособлен для работы при непосредственном впрыске топлива. Как видно, из рис. 9, благодаря расположению форсунки в свечном отверстии конус топлива с углом при вершине в  $90^\circ$  только нижней своей частью пронизывает пространство цилиндров. Верхняя же часть конуса ударяется непосредственно в стенку камеры сгорания, которая имеет сравнительно низкую температуру, поскольку усиленно охлаждается водой и конденсируется на ней, давая неполное сгорание.

То же самое надо сказать и относительно боковых частей конуса распыленного топлива, капли которого осаждались на стенках гильзы,

температура которой еще ниже температуры стенки камеры сгорания, благодаря чему топливо в усиленных дозах попадало в картер, и масло приходилось менять через 14—16 час. работы, в то время как при нормальной работе на карбюраторе в полевых условиях на тракторных двигателях масло обычно меняется через 50 час. работы.

Если бы форсунка была расположена в головке таким образом, что конус топлива пронизывал бы пространство цилиндра без забрызгивания стенок гильзы камеры сгорания горючим, результаты могли бы быть лучшими, если не в увеличении мощности двигателя, то в уменьшении удельного расхода топлива.

В лаборатории ведется подготовительная работа с тем, чтобы можно было расположить форсунку в центре головки двигателя.

## VIII

### Возможное повышение степени сжатия при работе с непосредственным впрыском топлива

Несмотря на то, что опыты производились на большом числе степеней сжатия, точно выяснить предел повышения степени сжатия при работе с непосредственным впрыском не удалось, и вот почему. Наваренная часть головки поршня двигателя ХТЗ почти входит в пространство камеры сжатия и усиленно нагревается со всех сторон, приобретая большое количество тепла, которое не успевает отводиться кольцами. Таким образом головка поршня разогревается и уже при температуре отходящей воды  $50—70^\circ\text{C}$  при  $\epsilon=5$  и выше на лигроине и при  $t=40—50^\circ\text{C}$  на керосине двигатель начинает работать сначала жестко, затем переходит на самовспышку при полной мощности. При меньших нагрузках (приблизительно  $75\%$  и ниже) температура воды поднималась до нормальной ( $90—95^\circ\text{C}$ ) и двигатель работал без перебоев.

Установлены несомненно следующие факты.

1. При работе на форсунке можно значительно увеличить угол опережения зажигания (на  $8—10^\circ$  по углу поворота кривошипа), без риска вызвать жесткую работу мотора (это обстоятельство дает лучшее теплоиспользование цикла). Объясняется это явлением повидимому тем, что скрытая теплота парообразования впрыснутого топлива понижает начальные параметры цикла (температуру и давление) и способствует возможности увеличения угла опережения зажигания.

2. Отмечено также, что при работе на форсунке самовоспламенение в двигателе начиналось при более высоких температурах отходящей воды, нежели при работе на карбюраторе. В среднем разница в температурах достигает цифры порядка  $5—10^\circ\text{C}$  при работе на лигроине и приблизительно  $40^\circ\text{C}$  при работе на керосине. Более подробно это обстоятельство характеризуют кривые, приведенные на рис. 12.

Выше было упомянуто, что при определенных температурах отходящей воды и определенных степенях сжатия в двигателе начиналось самовоспламенение. Для точности необходимо отметить, что двигатель перед появлением самовоспламенения несколько секунд работал жестко (резкие стуки), затем уже переходил на самовозгорание смеси, что и обнаружилось путем выключения зажигания.



Возможно, что до самовоспламенения имела место детонация, но она была кратковременна, и ее не удавалось зафиксировать.

Только при работе на керосине, при степени сжатия 4,75, была обнаружена явно выраженная детонация: в продолжение 30—45 сек. двигатель работал жестко с резкими стуками и при выключении зажигания не работал, что указывало на отсутствие самовоспламенения.

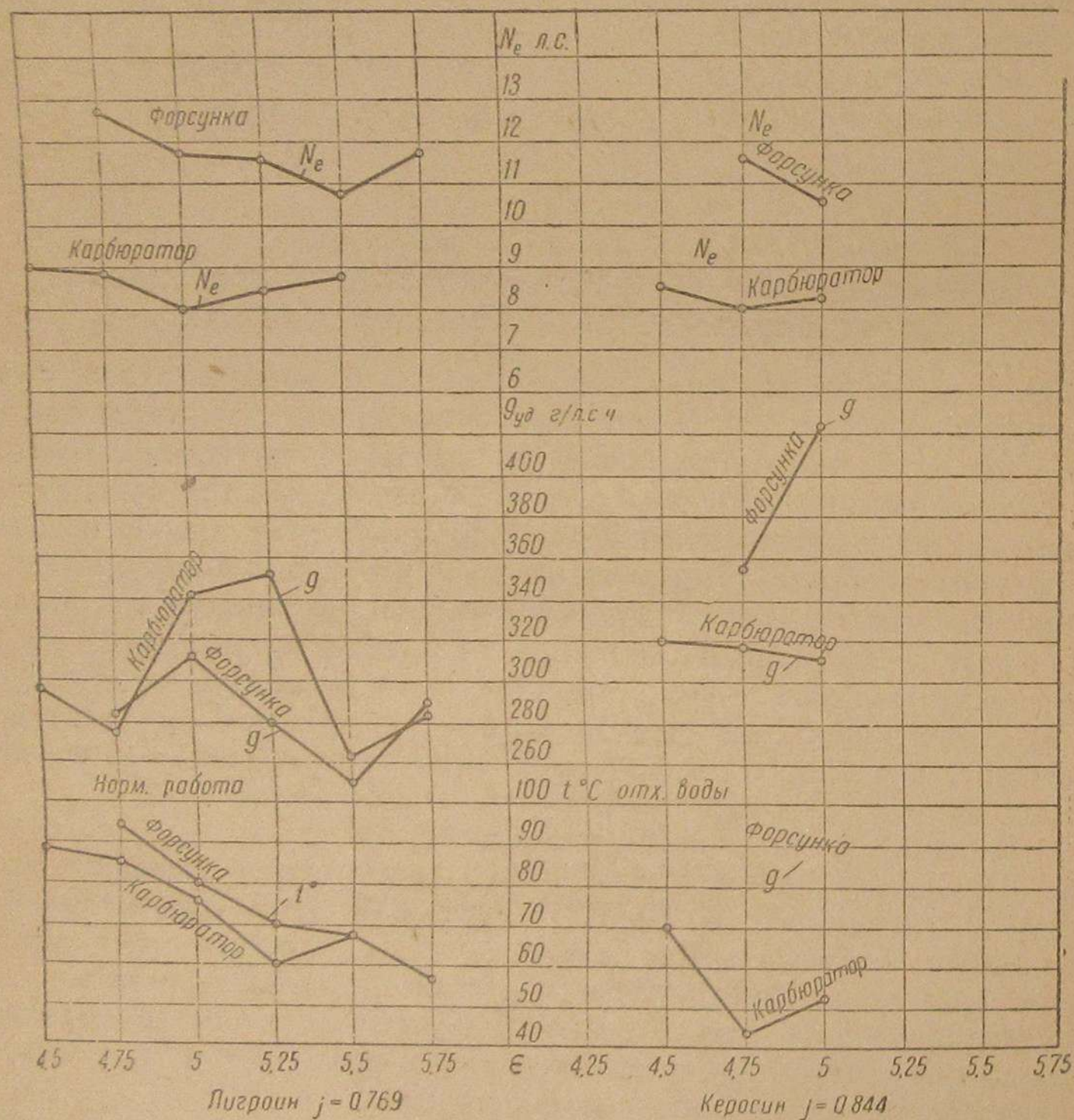


Рис. 12.

Согласно данным графика (рис. 12) обнаружено также, что при работе на лигроине при  $\epsilon = 4,75$  работа на форсунке была нормальной при температуре отходящей воды, равной  $95^\circ \text{C}$ . При работе на карбюраторе на этой же степени сжатия началось самовоспламенение уже при температуре отходящей воды, равной  $85^\circ \text{C}$ .

При  $\epsilon = 4,2$  работа мотора как на лигроине, так и на керосине была нормальной.

На степени сжатия  $\epsilon = 6,25$  двигатель работал нормально  $1\frac{1}{2}$ —2 мин. (при температуре отходящей воды  $30$ — $40^\circ \text{C}$ ), затем быстро пе-

реходил на самовспышку и сам останавливался. Работа на этой степени сжатия даже на лигроине  $\gamma = 0,769$  была невозможной.

Для проверки возможности работы мотора по двухтактному циклу при степени сжатия  $\epsilon = 5,0$  производился впрыск топлива за  $130^\circ$  до в. м. т. при сжатии. Результаты при этом получены следующие: средний удельный расход топлива составлял  $320 \text{ г/л.с.-ч.}$  и мощность  $N_e = 10,55 \text{ л.с.}$  (на лигроине).

Мотор работал с перебоеми во вспышках и с выстрелами как во всасывающий патрубок, так и в выхлопную трубу, что указывало на чрезвычайно неравномерную смесь за каждый цикл, состав которой за короткое время менялся от обедненной до переобогащенной.

Повидимому, качество распыла топлива данной форсункой было недостаточно для получения удовлетворительных результатов при работе мотора по двухтактному циклу.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Несмотря на то, что опыты в нашей лаборатории были подготовлены не особенно тщательно (нерационально расположены форсунки), все-таки полученные результаты говорят о громадных еще не использованных возможностях в повышении качества работы моторов, работающих на легком топливе.

Полученное в результате проведенных опытов увеличение мощности мотора в среднем в  $35\%$  при одновременно несколько сниженном удельном расходе топлива при работе на форсунке, по сравнению с работой на карбюраторе, указывает на возможность дальнейшего снижения удельного расхода топлива.

2. Если учесть то количество топлива, которое попадало в картер мотора благодаря невыгодному расположению форсунки, а затем то топливо, которое просачивалось в картер топливного насоса, то уже при данных опытах минимальный удельный расход на лигроине был меньше  $244 \text{ г/л.с.-ч.}$  Есть все основания предполагать, что удельный расход топлива на лигроине будет доведен до  $220 \text{ г/л.с.-ч.}$ , причем с малыми изменениями удельного расхода при изменении нагрузки и оборотов двигателя, что очень важно для двигателей транспортного типа.

Приведенные в настоящей статье результаты получены в лабораторных условиях. В условиях эксплуатационных, где регулировка мотора не всегда бывает достаточно тщательной, эти результаты могут быть несколько снижены.

Если предположить, что полученные результаты в условиях эксплуатации будут даже в 2 раза меньше, то и при этом имеется  $20\%$  выигрыша мощности мотора при том же удельном расходе топлива, что дает возможность повысить запас мощности в существующих транспортных машинах специального назначения, где запас мощности играет огромную роль.

3. В применении к автомобильным и тракторным двигателям, работающим с прицепом, а также в двигателях для автотрис непосредственный впрыск топлива дает возможность значительной экономии горючего при неполных нагрузках и оборотах.



4. Форсунка, применявшаяся при проведении настоящих опытов и работавшая удовлетворительно, нуждается однако в дальнейшем усовершенствовании (более совершенный распыл топлива) с тем, чтобы при работе мотора по двухтактному циклу можно было получить такие результаты как и при работе по четырехтактному циклу.

Спроектировано несколько вариантов форсунок улучшенного типа. При переходе на новую форсунку возможна будет работа на степенях сжатия, равных приблизительно 6,5—7.

5. Из опытов выяснилась необходимость применения насоса, специально приспособленного к условиям работы при непосредственном впрыске топлива.

Тип насоса, соответствующего работе в данных условиях, нами уже намечен.

6. Частным, но очень важным вопросом в разрешении задачи с непосредственным впрыском является вопрос одновременного управления воздушным дросселем и рейкой насоса.

7. Для выявления всех особенностей работы при впрыске безусловно необходимо было бы сконструировать и изготовить опытный двигатель. В крайнем случае необходимо произвести некоторые переделки в том же двигателе ХТЗ (в частности переконструировать головку) для лучшего его приспособления при работе с впрыском.

8. Изготовлен алюминиевый поршень и намечено проведение целой серии опытов, которые должны выявить возможность повышения степени сжатия при впрыске, по сравнению с работой на карбюраторе в двигателе с алюминиевыми поршнями.

9. Необходимо также экспериментально установить качество запуска в том и другом случае, хотя уже при проведении настоящих опытов установлено, что запуск при впрыске топлива проходит скорее, нежели при работе с карбюратором.

Проблема применения непосредственного впрыска топлива является окончательно назревшей и требует своего немедленного разрешения.

Необходимость разрешения этой проблемы вызывается не только фактором экономичности (уменьшенный удельный расход топлива), но и другими факторами, о которых упоминалось в начале статьи. В частности необходимо отметить, что впрыск топлива во всех типах карбюраторных моторов имеет свои преимущества перед работой моторов на карбюраторах.

И. А. ПТАШИНСКИЙ

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР РАССЛОЕНИЯ СПИРТО-БЕНЗИНОВЫХ СМЕСЕЙ ПО ВОДЯНОМУ ДОПУСКУ

Вопросы расслоения спирто-бензиновых смесей имеют большое практическое значение. Поэтому весьма важно иметь возможность определять низкие температуры расслоения без охлаждения смеси.

Для выяснения зависимости между температурой расслоения и допуском воды были подвергнуты обработке результаты работ по смесям, которые проводились в НАТИ. Кроме того были использованы результаты работ по расслоению смесей, проведенных в лаборатории Органефти.

В результате этой обработки представилась возможность установить зависимость между количеством воды, присутствующей в смеси, и той температурой, при которой эта смесь расслаивается, т. е. бензиновый компонент смеси образует самостоятельный верхний слой, а этиловый спирт — нижний слой.

Спирто-бензиновая смесь в таком виде, как известно, не может быть использована. Поэтому весьма важно, чтобы смесь не расслаивалась, или, в случае расслоения, выявить наличие воды в смеси и в соответствии с имеющимся количеством воды ввести такое количество стабилизатора, чтобы вернуть смесь в исходное состояние по отношению к температуре расслоения.

Остановимся на рассмотрении связи между количеством воды в смеси и температурой расслоения, при этом количественная зависимость должна удовлетворять практическим требованиям.

Введем следующие обозначения:

$V$  — объем в  $см^3$  этилового спирта в смеси с бензином в объемных процентах;

$K$  — крепость спирта в процентах;

$d$  — удельный вес безводного алкоголя;

$V_1$  — объем в  $см^3$  воды, введенной в смесь в виде „допуска“;

$d_1$  — удельный вес воды.

Количество в граммах безводного этилового алкоголя в бензино-спиртовой смеси:

$$\frac{V \cdot K \cdot d}{100}; \quad (1)$$

количество в граммах воды, содержащейся в этиловом спирте:

$$\frac{V \cdot d_1 (100 - K)}{100}; \quad (2)$$

количество воды в граммах, введенной в смесь в виде „допуска“:

$$V_1 \cdot d_1. \quad (3)$$

Тогда количество в граммах всей воды, находящейся в бензино-спиртовой смеси:

$$\frac{V \cdot d_1 (100 - K)}{100} + V_1 \cdot d_1. \quad (4)$$

Введем обозначения:

$\mu$  — молекулярный вес безводного алкоголя;

$\mu_1$  — молекулярный вес воды.

Тогда выражение (4) в молекулярных процентах по отношению к безводному алкоголю представится следующим образом:

$$n = \frac{[V \cdot d_1 (100 - K) + V_1 \cdot d_1 \cdot 100]}{\mu_1 \cdot V \cdot K \cdot d} \cdot \mu \cdot 100, \quad (5)$$

где  $n$  — молекулярные проценты воды.

Общие молекулярные проценты воды из выражения (5) целесообразно представить в виде суммы:

$$n = n_1 + n_2. \quad (6)$$



Числовое значение  $n$  в равенстве (6) будет величиной постоянной для данной смеси при заданной температуре расслоения.

Молекулярные проценты  $n_1$  в дальнейшем будем называть „допуск“, молекулярные проценты  $n_2$  — „вода спирта“ и молекулярные проценты  $n$  — „общий допуск“.

Легко видеть, что при изготовлении смесей разного процентного соотношения из одного и того же бензина и спирта определенной крепости, значения „общих допусков“ и „допусков“ при заданной температуре будут различны, а „вода спирта“ будет величиной постоянной. При изготовлении же смесей со спиртом различной крепости будет изменяться и величина „вода спирта“.

„Общий допуск“ и „допуск“ будут различны при заданной температуре для смесей с различными бензинами при одинаковом количестве спирта во всех смесях и постоянной его крепости. При составлении смесей с различной крепостью спирта будет изменяться и „вода спирта“.

Для иллюстрации приводим данные для двух смесей, исследованных на расслоение в лаборатории Органефти.

Таблица 1

Смесь: 80% одесского бензина + 20% этилового спирта,  $K$ —крепость спирта 99,7%; удельный вес его  $d=0,7954$ . Объемные проценты смеси

$n_2$ „вода спирта“ в $см^3$	$n_1$ „допуск“ в $см^3$	$n$ „общий допуск“ в молекулярных процентах к обезвоженн. алкоголю	Температура расслоения $t$	$\frac{1}{273+t}$	Логарифм „общего допуска“ $\lg 10 n$
0,06	0,96	16,4	+ 30	$330 \times 10^{-3}$	2,49
0,06	0,76	13,21	+ 15	$347 \times 10^{-3}$	2,28
0,06	0,58	10,31	+ 0,5	$366 \times 10^{-3}$	2,03

Таблица 2

Смесь: 70% одесского бензина + 30% этилового спирта, крепость  $K=99,7\%$ ; удельный вес  $d=0,7954$ . Объемные проценты смеси

$n_2$ „вода спирта“ в $см^3$	$n_1$ „допуск“ в $см^3$	$n$ „общий допуск“ в молекулярных процентах к безводн. алкоголю	Температура расслоения $t$	$\frac{1}{273+t}$	Логарифм „общего допуска“ $\lg 100 n$
0,09	—	0,967	— 71	$495 \times 10^{-3}$	1,986
0,09	0,9	10,63	+ 1	$365 \times 10^{-3}$	3,026
0,09	1,2	13,85	+ 15	$347 \times 10^{-3}$	3,141
0,09	1,54	17,51	+ 30	$330 \times 10^{-3}$	3,243
0,09	2,12	23,74	+ 50	$310 \times 10^{-3}$	3,375

Зависимость между  $n$  и  $\frac{1}{T}$  изображена на рис. 1, а уравнение этой прямой имеет вид:

$$n = A \cdot l^{\frac{P}{T}} \quad \text{или} \quad \lg n = \frac{P}{T} \lg e + \lg A, \quad (7)$$

$P$  — константа, характеризующая изменение концентрации молекул воды в смеси с изменением температуры расслоения. Изменение концентрации молекул воды указывает на изменение энергии электрического поля этих молекул с изменением температуры расслоения при заданной концентрации молекул алкоголя и молекул бензина.  $A$  — коэффициент пропорциональности.

$P$  и  $A$  вычисляются из уравнения (7) по двум значениям  $n$ , которые находятся опытным путем для данной смеси при двух разных значениях температуры. Для других температур общие допуски вычисляются из уравнения (7).

Известно, что температура расслоения смеси может повышаться в зависимости от продолжительности хранения в связи с повышенной ее гигроскопичностью (так как в качестве компонента входит спирт), если смесь хранится не в надлежащих условиях.

Поэтому можем сказать, что у такой смеси при неизменной температуре „общий допуск“ останется прежним, уменьшится только „допуск“. Уменьшение „допуска“ и будет характеризовать количество воды, попавшей в смесь при хранении, транспортировании в связи с ее гигроскопичностью.

Для начального момента (приготовление смеси) и другого последующего момента времени (контроль смеси на присутствие воды) уравнение (6) напишем:

$$\left. \begin{aligned} n &= n_1 + n_2 \text{ — начальный момент,} \\ n &= n_1' + n_2 + m \text{ — момент контроля,} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$n_1'$  — „допуск“ воды при контроле смеси на присутствие влаги;

$m$  — вода, попавшая в смесь;

$n_1$  — „допуск“ воды при изготовлении смеси;

$n$  — „общий допуск“ при данной температуре.

Решив систему уравнений (8), получим:

$$n_1 - n_1' = m \quad (9)$$

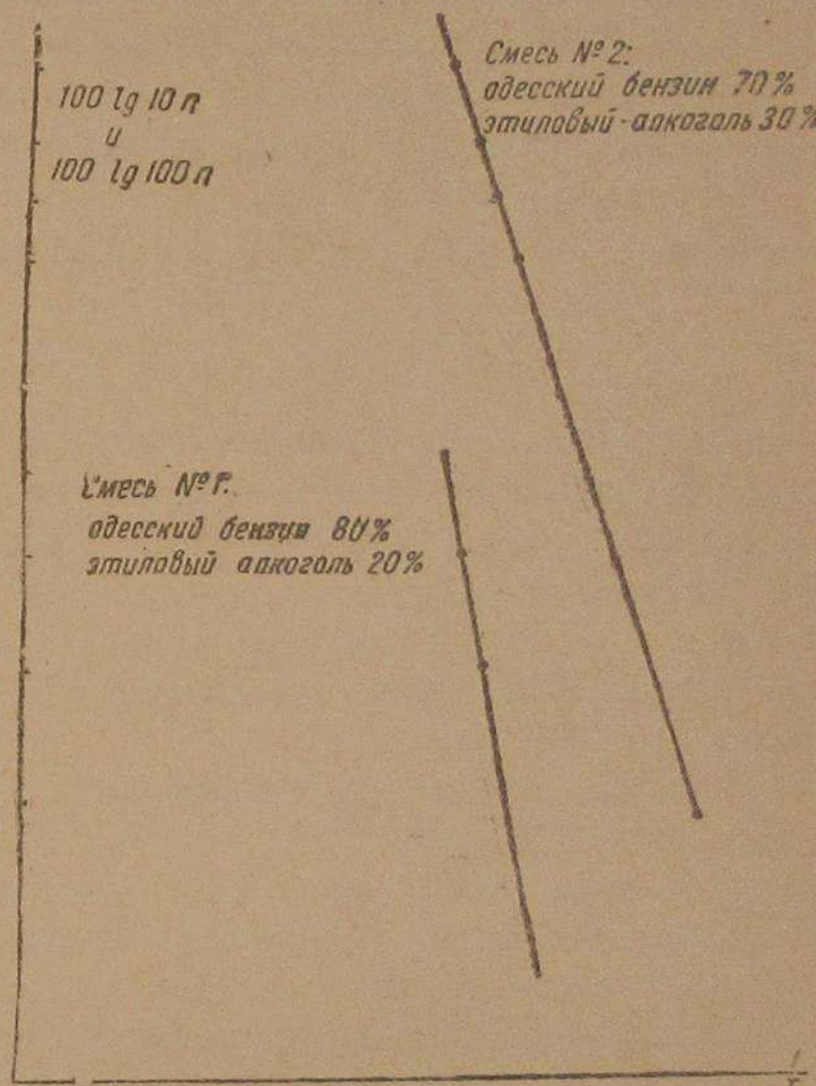


Рис. 1.



и видим, что вода, попавшая в смесь при хранении, равна разности двух „допусков“ при заданной температуре. Общее же количество воды в смеси к моменту контроля будет равно  $m + n_2$ . Температуру расслоения при количестве воды  $m + n_2$  вычисляем по формуле (7).

„Допуски“ дают возможность судить и о том, как велико должно быть присутствие влаги в таре, предназначенной для хранения смеси, чтобы последняя могла расслоиться при заданной температуре.

Если  $m = 0$ , т. е.  $n_1 = n_1'$ , то это обозначает, что количество воды в смеси не изменилось, и не изменилась поэтому температура расслоения.

Изготовленная смесь снабжается паспортом, в котором указываются:

- 1) состав смеси в объемных процентах;
- 2) измеренная крепость спирта;
- 3) удельный вес безводного этилового алкоголя;
- 4) „допуск“ воды при какой-либо температуре ( $+30^\circ$ ,  $+40^\circ$ ).

В качестве примера для смеси (см. табл. 2) по „общим допускам“ при  $t = +50^\circ$  и  $t = +30^\circ$  вычислены были значения  $P$  и  $A$ :

$$P = \frac{0,1317}{0,4343 \times 20 \times 10^{-5}}; \lg A = 3,4160.$$

После этого по „общему допуску“ при  $t = +1^\circ$  вычислена была температура расслоения по формуле (7), она оказалась равной  $+2^\circ$ , а из наблюдений  $+1^\circ$ . Температура расслоения, вычисленная по формуле для этой же смеси без „допуска“ при наличии только „воды спирта“, составляет  $-80^\circ$ , а из наблюдений она равна  $-71^\circ$ . Нужно заметить, что такие расхождения наблюдаются только при весьма низких температурах  $60 \div 80^\circ$ .

В рассмотренной закономерности не учитывается роль бензинового компонента. Фактически же это имеет место, так как индуктируемое электрическое поле в молекулах бензина при посредстве электрического поля молекул воды и алкоголя оказывает, в свою очередь, влияние на молекулы воды и алкоголя. Это обстоятельство будет иметь различное относительное значение при разных температурах. Кроме того имеет место и влияние энергии теплового движения молекул. Поэтому сходимость результатов между собой для температур расслоения, вычисленных по „допуску“ и наблюдаемых при посредстве охлаждения смеси, будет различна в интервале от  $+50$  до  $-70^\circ$ . До  $-30 \div -40^\circ$  расхождения не превышают  $1-2,5^\circ$ , а ниже этих температур они будут больше.

#### Выводы

1. Изложенный метод с достаточной точностью для практических целей позволяет определять температуры расслоения спирто-бензиновых смесей без применения твердой углекислоты.

2. Количество воды, попавшей в спирто-бензиновую смесь при хранении, определяется по двум „допускам“ при заданной температуре расслоения.

3. „Общий допуск“ в зависимости от температуры расслоения изменяется по экспоненциальному закону.

#### Ход определений и расчетов

Определим „допуск“ для двух разных температур. Одна из двух разных температур должна быть та, которая указана в паспорте. Определение „допуска“ производится следующим образом. В стеклянную про-

бирку со  $100 \text{ см}^3$  смеси, погруженную в водяную баню и имеющую температуру, указанную в паспорте смеси, прибавляется из микроюретки по каплям вода до появления мути, не исчезающей при помешивании. Количество израсходованной воды считается „допуском“. „Допуск“ при другой температуре определяется таким же образом. „Вода спирта“ при этом вычисляется по его крепости

$$\lg e = 0,4343.$$

Определим  $P$  и  $A$  для смеси (табл. 2).

1. Подставляем в формулу

$$\lg n = \frac{P}{T} \lg e + \lg A$$

„общий допуск“ при  $+50^\circ$  и значение этой температуры по шкале Кальвина

$$\lg 23,74 = \frac{P}{273 + 50} \cdot 0,4343 + \lg A$$

или

$$\lg 23,74 = 0,4343 \times 310 \times 10^{-5} P + \lg A \quad (I)$$

2. Подставляем в формулу

$$\lg n = \frac{P}{T} \lg e + \lg A$$

„общий допуск“ при  $+30^\circ$  и значение этой температуры по шкале Кальвина

$$\lg 17,51 = \frac{P}{273 + 30} \cdot 0,4343 + \lg A$$

или

$$\lg 17,51 = 0,4343 \times 330 \times 10^{-5} P + \lg A \quad (II)$$

3. Вычитаем из первого равенства второе:

$$\lg 23,74 - \lg 17,51 = 0,4343 P (310 \times 10^{-5} - 330 \times 10^{-5})$$

или

$$\lg 23,74 - \lg 17,51 = 0,4343 P - 20 \times 10^{-5},$$

откуда

$$P = \frac{0,1317}{0,4343 \times 20 \times 10^{-5}}.$$

4. Вычисляем  $A$ .

Для этого в равенство (I) подставляем значение  $P$ :

$$\lg 23,74 = \frac{0,1317 \times 0,4343 \times 310 \times 10^{-5}}{0,4343 \times 20 \times 10^{-5}} + \lg A.$$

Отсюда:

$$\lg A = 3,4160.$$

5. Допустим, что вода в смеси  $m + n_2$  к моменту ее проверки на температуру расслоения составляет 10,63 молекулярных процентов к безводному алкоголю (см. табл. 2).

6. Вычислим температуру расслоения при этом количестве воды в смеси.



7. Подставляем в формулу

$$\lg n = \frac{P}{T} \lg e + \lg A$$

$nP$  и  $\lg A$ .

Получим:

$$\lg 10,63 = - \frac{0,1317 \times 0,4343 \times X \times 10^{-5}}{0,4343 \times 20 \times 10^{-5} \cdot T} + 3,4160,$$

откуда

$$X = 363 = \frac{1}{T} = 363 \times 10^{-5}$$

$$T = 275^\circ = 273 + t.$$

Искомая температура расслоения  $t = +2^\circ$ .

В заключение приношу благодарность М. М. Минину за участие в обсуждении полученных результатов и А. П. Ульяновой, выполнившей экспериментальную часть по затронутому вопросу для смесей, приведенных в табл. 1 и 2.

#### ЛИТЕРАТУРА

- М. Минин, Смеси абсолютного спирта с бензинами и их расслоимость Труды НАТИ, вып. 19, 1931 г.  
Brudgeman, Расслоение спирто-бензиновых смесей, Jnd. and End. chem., 1933, № 6.  
C. Radovani et S. Bavan, Energia Term, T. 3, № 8—9, 1935.  
G. Egloff and J. Morrell, Jnd. and End. chem., 1936, № 9.  
O. Brudgeman, Jnd. and End. chem., 1936, № 9.

## ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

[Проф. В. А. КОНСТАНТИНОВ

### ОБЩИЙ РАБОЧИЙ ЦИКЛ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### I

#### ТЕРМОДИНАМИКА ИЗОБАРО-ИЗОХОРИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ВВЕДЕНИЕ

Современные легкие транспортные двигатели внутреннего сгорания отличаются своей быстроходностью. Для автодвигателей обороты 3000—3500 в минуту считаются уже сейчас оборотами нормальными (легковой ЗИС, Бьюик) и имеют место и у авиадвигателей (Побджой, Бристоль Черуб и др.).

Французские авиазаводы, как известно, имеют определенный успех в авиадвигателях с 5500 об/мин. (Рено) и даже с 6000 об/мин. (Бодо).

Время, отводимое для горения смеси у машин быстроходных (3000—3500 об/мин.) и особенно у машин очень быстроходных (5000—6000 об/мин.), настолько мало, что горение рабочей смеси при постоянном объеме не имеет места. Отклонение действительной линии горения от линии постоянного объема наблюдается все в большей и в большей степени. Тепловой расчет рабочего процесса по циклу Отто ( $V = \text{const}$ ) дает результаты, все более и более отклоняющиеся от действительности.

Основная расчетная величина — максимальное давление вспышки ( $P_z$ ), подсчитанная по формулам цикла Отто, получается сильно преувеличенной. Чтобы выйти из этого положения, величину  $P_z$ , как правило, корректируют, пользуясь различными практическими советами; так, например, проф. И. Ш. Нейман<sup>1</sup> предлагает полученную расчетом по циклу Отто величину максимального давления вспышки  $P_z$  уменьшать на 15%.

Есть и другие приемы корректирования  $P_z$ , вплоть до корректирования просто „на-глаз“.

Ясно, что тепловой расчет современного автотракторного и авиационного двигателя, в предположении горения рабочей смеси по линии постоянного объема, не может отвечать требованиям современной техники; от цикла Отто, в случае быстроходных машин, нужно отказаться и перейти на новый цикл — с процессом сообщения тепла при одновременно меняющемся объеме и давлении, как это например представлено на рис. 1 линией  $a—b$ , в координатах  $PV$ .

<sup>1</sup> „Динамика и расчет на прочность авиационных моторов“, часть 1, стр. 64, Труды Центрального научно-исследовательского института авиационного моторостроения, 1933 г.



Однако оценить степень использования тепла при этом цикле, определить термический коэффициент полезного действия этого цикла не представляется возможным. Здесь мы наталкиваемся на большое препятствие.

Дело в том, что термодинамика конкретно решает вопрос о количестве тепла, сообщаемого при процессе горения рабочему телу по закону прямой: при постоянном объеме, при постоянном давлении отдельно.

Вопроса о количестве сообщенного за процесс горения рабочему телу тепла по закону прямой при одновременно меняющемся объеме и давлении современная термодинамика конкретно не решает, не дает ответа в функции определенных параметров, в форме, удобной для решения практических задач. Вопрос этот усложняется еще тем, что закон одновременного изменения объема  $V$  и давления  $P$  должен быть заранее в форме, удобной для практики, фиксирован через особые параметры. Так например, определенным образом в координатах  $P, V$  должно быть фиксировано положение линии сообщения тепла  $a-b$  (рис. 1); должны быть например определены особыми параметрами точки  $a, b$  (рис. 1) и т. д.

Вопрос о количестве сообщенного при горении рабочему телу тепла становится еще сложнее, если это тепло будет сообщаться по закону линии ломаной или произвольной кривой.

Современная термодинамика не дает конкретного решения по этому вопросу, между тем, как это выяснилось выше, современное состояние автотракторного и авиационного моторостроения, теория двигателей внутреннего сгорания требуют этого решения. Теория современных быстросходных автотракторных и авиационных моторов безусловно нуждается в более точном, конкретном термодинамическом оформлении явлений рабочего процесса. Сообщение тепла по закону прямой, при одновременно меняющихся объеме и давлении, должно быть аналитически оформлено в виде, удобном для пользования как в теории, так и в практике двигателей внутреннего сгорания.

Попытаемся эту важную задачу решить. Условимся процесс сообщения тепла при горении по закону прямой или кривой, вообще при одновременно меняющихся объеме и давлении, в дальнейшем изложении называть „изобаро-изохорическим“ процессом.

Попытаемся эту важную задачу решить. Условимся процесс сообщения тепла при горении по закону прямой или кривой, вообще при одновременно меняющихся объеме и давлении, в дальнейшем изложении называть „изобаро-изохорическим“ процессом.

### Термодинамика изобаро-изохорического процесса

Определение тепла  $Q$ , сообщенного рабочему телу при изобаро-изохорическом процессе.

Пусть по прямой  $c-2-4-6-8$ , или просто, по прямой  $c-z$  (рис. 2), при непрерывно меняющихся объеме и давлении, происходит сообщение тепла  $Q$ .

Для определения количества тепла, подведенного на линии горения, прямую  $c-z$  заменим ломаной, разделив прямую  $c-z$  на четыре

отрезка, как это представлено на рис. 2. В дальнейшем число отрезков будем варьировать с тем, чтобы потом перейти к бесконечно-большому числу отрезков, когда ломаная  $c-1-2-3-4-5-6-7-z$  сольется с прямой  $c-z$ .

Согласно рис. 2, тепло  $Q_v$ , как часть общего тепла, сообщается по линиям постоянного объема:  $c-1$ ;  $2-3$ ;  $4-5$ ;  $6-7$ ; часть тепла  $Q_p$  сообщается по линиям постоянного давления:  $1-2$ ;  $3-4$ ;  $5-6$ ;  $7-8$ .

Тогда

$$Q_v = C_v [(T_1 - T_c) + (T_3 - T_2) + (T_5 - T_4) + (T_7 - T_6)];$$

$$Q_p = C_p [(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + (T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)].$$

Здесь  $T_1, T_2, T_3$ , и т. д. — температуры в соответственных точках: 1, 2, 3 и т. д.

Следовательно

$$Q = Q_v + Q_p = -C_v T_c - T_1(C_p - C_v) + T_2(C_p - C_v) - T_3(C_p - C_v) + T_4(C_p - C_v) - T_5(C_p - C_v) + T_6(C_p - C_v) - T_7(C_p - C_v) + C_p T_8,$$

или

$$Q = -C_v T_c + (C_p - C_v) [(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + (T_6 - T_5)] + C_p (T_8 - T_7) + C_v T_7. \quad (1)$$

Прибавляя и вычитая из правой части последнего уравнения выражение  $C_v (T_8 - T_7)$ , получим:

$$Q = C_v (T_8 - T_c) + (C_p - C_v) [(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + (T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)]. \quad (2)$$

Выражение (2) относится к рис. 2, когда прямая  $c-8$  (или  $c-z$ ) разделена на 4 равные части.

Переходя от четырех отрезков к произвольному числу отрезков  $n$ , получим общее выражение:

$$Q = C_v (T_{2n} - T_c) + (C_p - C_v) [(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + \dots + (T_{2n-2} - T_{2n-3}) + (T_{2n} - T_{2n-1})]. \quad (3)$$

Как следует из уравнения (3), число отрезков  $n$  совпадает с числом членов ряда.

В уравнении (3)

$$T_{2n} = T_z. \quad (4)$$

Трудность в решении уравнения (3) сводится к определению выражения в квадратных скобках.

Это выражение есть бесконечный ряд при  $n \rightarrow \infty$ . Нужно найти предел, к которому стремится этот ряд при неограниченном возрастании числа его членов.

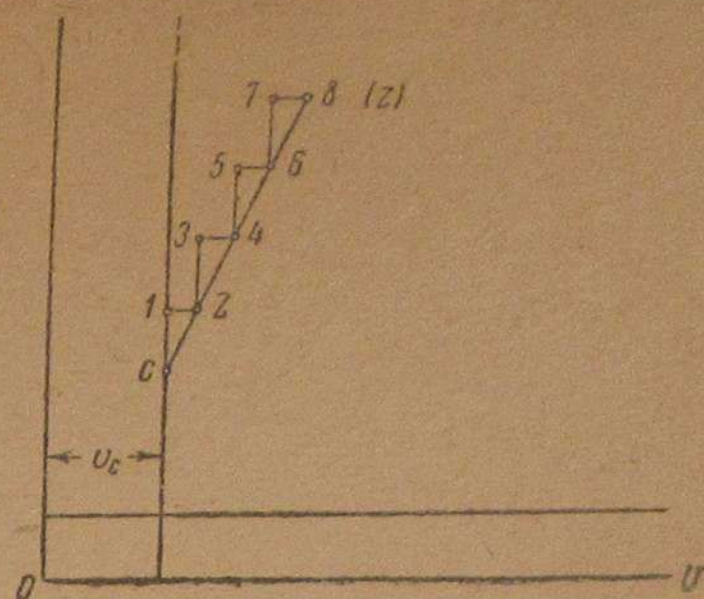


Рис. 2.

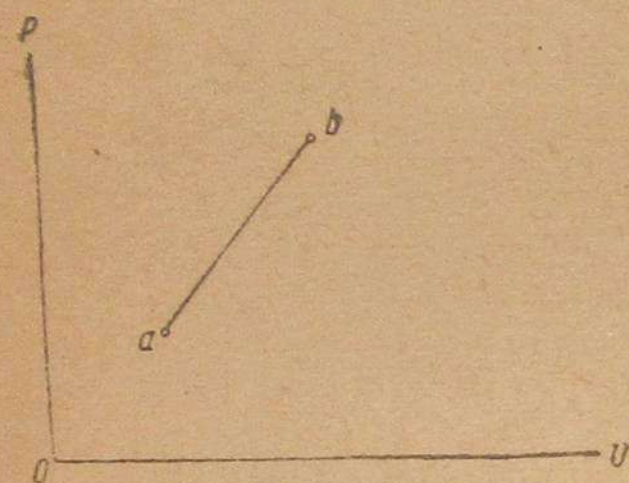


Рис. 1.



Выявим, к какому пределу стремится бесконечный ряд:

$$(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + \dots + (T_{2n-2} - T_{2n-3}) + (T_{2n} - T_{2n-1}). \quad (5)$$

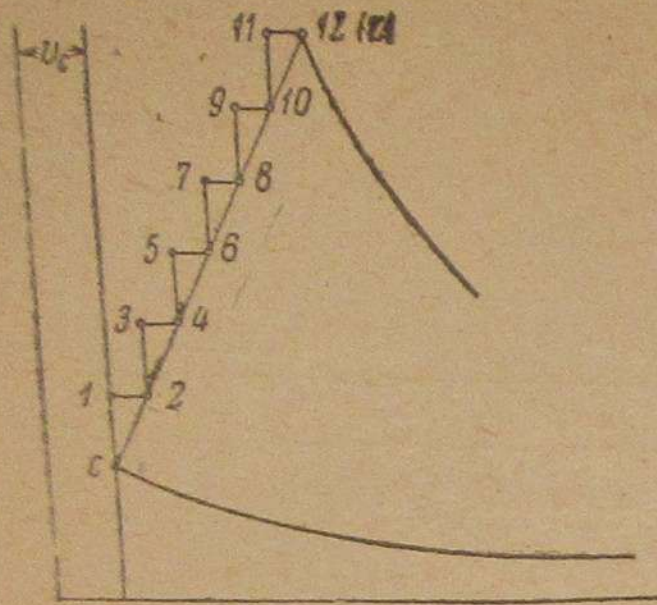


Рис. 3.

Возьмем частный случай, когда линия  $c-z$  разделена на шесть равных частей, как это показано на рис. 3, т. е. здесь принято:  $n=6$ .

Введем обозначения:

$\lambda_1; \lambda_3; \lambda_5; \dots; \lambda_{11}; \lambda_{11} = \lambda$  — степень повышения давления для соответственных точек: 1, 2, 3...12 ( $z$ ), т. е.:  $\lambda_1 = \frac{P_1}{P_c}$ ;

$\lambda_3 = \frac{P_3}{P_c}$ ;  $\lambda_5 = \frac{P_5}{P_c}$  и т. д. Здесь  $P_1; P_3; P_5$  — давление газов в соответствующих точках: 1, 3, 5...;

$\rho_2; \rho_4; \rho_6; \dots; \rho_{10}; \rho_{12} = \rho$  — степени предварительного расширения для соответствующих точек: 2, 4, 6... 10, 12 ( $z$ ), т. е.:  $\rho_{12} = \frac{V_{12}}{V_c}$ ;  $\rho_4 = \frac{V_4}{V_c}$ ...;  $\rho_{12} = \rho = \frac{V_{12}}{V_c} = \frac{V_z}{V_c}$ ;

$V_{12}$  и  $V_4, \dots$  — объем для соответственных точек 2, 4, и т. д.  $V_c$  — объем камеры сжатия.

Для дальнейшего изложения установим зависимость между  $\rho_{2n}$  и  $\rho_{2n-2}$  в функции  $n$ .

Для частного случая ( $n=6$ ), согласно рис. 3, будем иметь:

$$\frac{V_{12} - V_c}{V_{10} - V_c} = \frac{\rho_{12} - 1}{\rho_{10} - 1};$$

но, по тому же рис. 3,

$$\frac{V_{12} - V_c}{V_{10} - V_c} = \frac{6}{5} = \frac{n}{n-1},$$

следовательно

$$\frac{\rho_{12} - 1}{\rho_{10} - 1} = \frac{6}{5};$$

отсюда

$$\rho_{12} = \frac{6}{5} (\rho_{10} - 1) + 1 = \frac{6}{5} \rho_{10} - \frac{1}{5}. \quad (6)$$

Так же нетрудно получить:

$$\rho_{10} = \frac{5}{6} (\rho_{12} - 1) + 1 = \frac{5}{6} \rho_{12} + \frac{1}{6}. \quad (7)$$

Переходя к общему случаю, когда прямая  $c-z$  (рис. 3) разделена на  $n$  отрезков, вместо принятых 6, получим выражения:

$$\rho_{2n} = \frac{n}{n-1} \rho_{2n-2} - \frac{1}{n-1}; \quad (6 \text{ bis})$$

$$\rho_{2n-2} = \frac{n-1}{n} \rho_{2n} + \frac{1}{n}. \quad (7 \text{ bis})$$

Аналогичную зависимость установим между  $\lambda_{2n-1}$  и  $\lambda_{2n-3}$ .

Из рис. 3 следует:

$$\frac{P_{11} - P_c}{P_9 - P_c} = \frac{\lambda_{11} - 1}{\lambda_9 - 1},$$

но

$$\frac{P_{11} - P_c}{P_9 - P_c} = \frac{6}{5} = \frac{n}{n-1},$$

или

$$\frac{\lambda_{11} - 1}{\lambda_9 - 1} = \frac{6}{5},$$

для частного случая будем иметь:

$$\lambda_{11} = \frac{6}{5} \lambda_9 - \frac{1}{5}; \quad (8)$$

$$\lambda_9 = \frac{5}{6} \lambda_{11} + \frac{1}{6}. \quad (9)$$

или, вообще, когда прямая  $c-z$  разделена не на 6, а на  $n$  равных частей,

$$\lambda_{2n-1} = \frac{n}{n-1} \lambda_{2n-3} - \frac{1}{n-1}; \quad (8 \text{ bis})$$

$$\lambda_{2n-3} = \frac{n-1}{n} \lambda_{2n-1} + \frac{1}{n}. \quad (9 \text{ bis})$$

Наконец, дадим зависимость между  $T_{2n-1}$  и  $T_{2n}$  в функции числа отрезков  $n$ .

Для принятого частного случая (см. рис. 3) получим:

$$\frac{P_{12} V_{12}}{P_{11} V_{11}} = \frac{R_{12} T_{12}}{R_{11} T_{11}}; \quad P_{12} = P_{11}; \quad R_{12} \approx R_{11}.$$

Отсюда

$$\frac{V_{12}}{V_{11}} = \frac{T_{12}}{T_{11}}, \quad (10)$$

но, согласно рис. 3,

$$V_{11} = V_{12} - \frac{V_{12} - V_{11}}{6} = \frac{5V_{12} + V_c}{6} = \frac{5V_c \rho_{12} + V_c}{6},$$

тогда

$$\frac{V_{12}}{V_{11}} = \frac{6V_{12}}{5V_c \rho_{12} + V_c},$$

деля числителя и знаменателя правой части уравнения на  $V_c$ , получим:

$$\frac{V_{12}}{V_{11}} = \frac{6\rho_{12}}{5\rho_{12} + 1}$$

следовательно в связи с уравнением (10),

$$T_{12} = \frac{6\rho_{12} \cdot T_{11}}{5\rho_{12} + 1} \quad (11)$$

или

$$T_{11} = \frac{(5\rho_{12} + 1) T_{12}}{6\rho_{12}}. \quad (12)$$



Для общего случая получим выражение:

$$T_{2n} = \frac{n\rho_{2n}T_{2n-1}}{(n-1)\rho_{2n}+1}; \quad (11 \text{ bis})$$

$$T_{2n-1} = \frac{[(n-1)\rho_{2n}+1]T_{2n}}{n\rho_{2n}}. \quad (12 \text{ bis})$$

Определим для принятого частного случая (рис. 3,  $n=6$ ) сумму  $S_6$ , т. е., сумму:

$$[(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + (T_6 - T_5) + (T_8 - T_7) + (T_{10} - T_9) + (T_{12} - T_{11})] \quad (13)$$

Определим предварительно  $\rho_{10}, \rho_8, \rho_6$  и т. д. в зависимости от  $\rho_{12} = \rho$ . На основании формулы (7 bis), т. е. по уравнению:

$$\rho_{2n-2} = \frac{n-1}{n} \rho_{2n} + \frac{1}{n}$$

будем иметь:

$$\rho_{10} = \frac{5}{6} \rho + \frac{1}{6};$$

здесь  $\rho = \rho_{12}$ .

$$\rho_8 = \frac{4}{5} \rho_{10} + \frac{1}{5} = \frac{4}{5} \left( \frac{5}{6} \rho + \frac{1}{6} \right) + \frac{1}{5} = \frac{4}{6} \rho + \frac{1}{3};$$

$$\rho_6 = \frac{3}{4} \rho_8 + \frac{1}{4} = \frac{3}{4} \left( \frac{4}{6} \rho + \frac{1}{3} \right) + \frac{1}{4} = \frac{3}{6} \rho + \frac{1}{2}.$$

Аналогично:

$$\rho_4 = \dots \frac{2}{6} \rho + \frac{2}{3};$$

$$\rho_2 = \dots \frac{1}{6} \rho + \frac{5}{6}.$$

(14)

Определим также  $\lambda_9, \lambda_7, \lambda_5$  и т. д. в функции  $\lambda = \lambda_{11} = \lambda_{12}$ .

По формуле (9 bis), т. е. по уравнению:

$$\lambda_{2n-3} = \frac{n-1}{n} \lambda_{2n-1} + \frac{1}{n},$$

получим:

$$\lambda_9 = \frac{6-1}{6} \lambda + \frac{1}{6} = \frac{5}{6} \lambda + \frac{1}{6};$$

$$\lambda_7 = \frac{4}{5} \lambda_9 + \frac{1}{5} = \frac{4}{5} \left( \frac{5}{6} \lambda + \frac{1}{6} \right) + \frac{1}{5} = \frac{4}{6} \lambda + \frac{1}{3};$$

$$\lambda_5 = \frac{3}{4} \lambda_7 + \frac{1}{4} = \frac{3}{4} \left( \frac{4}{6} \lambda + \frac{1}{3} \right) + \frac{1}{4} = \frac{3}{6} \lambda + \frac{1}{2}.$$

(15)

Аналогично:

$$\lambda_3 = \dots \frac{2}{6} \lambda + \frac{2}{3};$$

$$\lambda_1 = \dots \frac{1}{6} \lambda + \frac{5}{6}.$$

Пользуясь зависимостями (14) и (15), а также на основании рис. 3, определим  $T_1, T_2, T_3, \dots, T_{12}$  в зависимости от  $\lambda$  и  $\rho$ .

Будем иметь:

$$T_1 = T_c \lambda_1 = T_c \left( \frac{1}{6} \lambda + \frac{5}{6} \right);$$

$$T_2 = T_c \lambda_1 \rho_2 = T_c \left( \frac{1}{6} \lambda + \frac{5}{6} \right) \left( \frac{1}{6} \rho + \frac{5}{6} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{1}{36} \lambda \rho + \frac{5}{36} \lambda + \frac{5}{36} \rho + \frac{25}{36} \right);$$

$$T_3 = T_c \lambda_3 \rho_2 = T_c \left( \frac{2}{6} \lambda + \frac{2}{3} \right) \left( \frac{1}{6} \rho + \frac{5}{6} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{2}{36} \lambda \rho + \frac{10}{36} \lambda + \frac{2}{18} \rho + \frac{10}{18} \right);$$

$$T_4 = T_c \lambda_3 \rho_2 = T_c \left( \frac{2}{6} \lambda + \frac{2}{3} \right) \left( \frac{2}{6} \rho + \frac{2}{3} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{4}{36} \lambda \rho + \frac{4}{18} \lambda + \frac{4}{18} \rho + \frac{4}{9} \right);$$

$$T_5 = T_c \lambda_5 \rho_4 = T_c \left( \frac{3}{6} \lambda + \frac{1}{2} \right) \left( \frac{2}{6} \rho + \frac{2}{3} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{6}{36} \lambda \rho + \frac{6}{18} \lambda + \frac{1}{6} \rho + \frac{2}{6} \right);$$

$$T_6 = T_c \lambda_5 \rho_6 = T_c \left( \frac{3}{6} \lambda + \frac{1}{2} \right) \left( \frac{3}{6} \rho + \frac{1}{2} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{9}{36} \lambda \rho + \frac{3}{12} \lambda + \frac{3}{12} \rho + \frac{1}{4} \right);$$

$$T_7 = T_c \lambda_7 \rho_6 = T_c \left( \frac{4}{6} \lambda + \frac{1}{3} \right) \left( \frac{3}{6} \rho + \frac{1}{2} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{12}{36} \lambda \rho + \frac{4}{12} \lambda + \frac{3}{16} \rho + \frac{1}{2} \right);$$

$$T_8 = T_c \lambda_7 \rho_8 = T_c \left( \frac{4}{6} \lambda + \frac{1}{3} \right) \left( \frac{4}{6} \rho + \frac{1}{3} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{16}{36} \lambda \rho + \frac{4}{18} \lambda + \frac{4}{18} \rho + \frac{1}{9} \right);$$

$$T_9 = T_c \lambda_9 \rho_8 = T_c \left( \frac{5}{6} \lambda + \frac{1}{6} \right) \left( \frac{4}{6} \rho + \frac{1}{3} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{20}{36} \lambda \rho + \frac{5}{16} \lambda + \frac{4}{36} \rho + \frac{1}{18} \right);$$

$$T_{10} = T_c \lambda_9 \rho_{10} = T_c \left( \frac{5}{6} \lambda + \frac{1}{6} \right) \left( \frac{5}{6} \rho + \frac{1}{6} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{25}{36} \lambda \rho + \frac{5}{36} \lambda + \frac{5}{36} \rho + \frac{1}{36} \right);$$

$$T_{11} = T_c \lambda_{11} \rho_{10} = T_c \lambda \left( \frac{5}{6} \rho + \frac{1}{6} \right) =$$

$$= T_c \left( \frac{5}{6} \lambda \rho + \frac{1}{6} \right);$$

$$T_{12} = T_z = T_c \lambda_{11} \rho_{12} = T_c \lambda \rho.$$

(16)

Здесь  $\lambda_{11} = \lambda$ ;  $\rho_{12} = \rho$ .

Подставляя полученные значения:  $T_1, T_2, T_3, \dots, T_{12}$  в уравнение (13), т. е., в выражение ряда:

$$(T_2 - T_1) + (T_4 - T_3) + (T_6 - T_5) + (T_8 - T_7) + (T_{10} - T_9) + (T_{12} - T_{11}),$$



получим, взявши при этом  $T_c$  за скобку:

$$T_c \left\{ \left( \frac{1}{36} \lambda \rho + \frac{5}{36} \lambda + \frac{5}{36} \rho + \frac{25}{36} \right) - \left( \frac{1}{6} \lambda + \frac{5}{6} \right) + \right. \\ \left. + \left( \frac{4}{36} \lambda \rho + \frac{4}{18} \lambda + \frac{4}{18} \rho + \frac{4}{9} \right) - \left( \frac{2}{36} \lambda \rho + \frac{10}{36} \lambda + \frac{2}{18} \rho + \frac{10}{18} \right) + \right. \\ \left. + \left( \frac{9}{36} \lambda \rho + \frac{3}{12} \lambda + \frac{3}{12} \rho + \frac{1}{4} \right) - \left( \frac{6}{36} \lambda \rho + \frac{6}{18} \lambda + \frac{1}{6} \rho + \frac{2}{6} \right) + \right. \\ \left. + \left( \frac{16}{36} \lambda \rho + \frac{4}{18} \lambda + \frac{4}{18} \rho + \frac{1}{9} \right) - \left( \frac{12}{36} \lambda \rho + \frac{4}{16} \lambda + \frac{3}{18} \rho + \frac{1}{6} \right) + \right. \\ \left. + \left( \frac{25}{36} \lambda \rho + \frac{5}{36} \lambda + \frac{5}{36} \rho + \frac{1}{36} \right) - \left( \frac{20}{36} \lambda \rho + \frac{5}{18} \lambda + \frac{4}{36} \rho + \frac{1}{18} \right) + \right. \\ \left. + \lambda \rho - \left( \frac{5}{6} \lambda \rho + \frac{1}{6} \lambda \right) \right\}. \quad (17)$$

Собирая члены, содержащие множители  $\lambda \rho$ ,  $\lambda$  и  $\rho$  и беря их за скобку, из выражения (17) получим сумму:

$$S_{n=5} = T_c \left\{ \lambda \rho \left( \frac{1}{36} + \frac{4}{36} + \frac{9}{36} + \frac{16}{36} + \frac{25}{36} + 1 - \frac{2}{36} - \frac{6}{36} - \frac{12}{36} - \frac{20}{36} - \frac{5}{6} \right) + \right. \\ \left. + \lambda \left( \frac{5}{36} + \frac{4}{18} + \frac{3}{12} + \frac{4}{18} + \frac{5}{36} - \frac{1}{6} - \frac{10}{36} - \frac{6}{18} - \frac{5}{18} - \frac{1}{6} \right) + \right. \\ \left. + \rho \left( \frac{5}{36} + \frac{4}{18} + \frac{3}{12} + \frac{4}{18} + \frac{5}{36} - \frac{2}{18} - \frac{1}{6} - \frac{3}{18} - \frac{4}{36} \right) + \right. \\ \left. + \left( \frac{25}{36} + \frac{4}{9} + \frac{1}{4} + \frac{1}{9} + \frac{1}{36} - \frac{5}{6} - \frac{10}{18} - \frac{2}{6} - \frac{1}{6} - \frac{1}{18} \right) \right\} = \\ = \frac{T_c}{36} (21\lambda\rho - 21\lambda + 15\rho - 15). \quad (18)$$

Аналогично уравнению (18), нами подсчетом получены следующие суммы:

$$S_{n=2} = \frac{T_c}{4} (3\lambda\rho - 3\lambda + \rho - 1); \quad (19)$$

$$S_{n=4} = \frac{T_c}{16} (10\lambda\rho - 10\lambda + 6\rho - 6). \quad (20)$$

Сюда же, в последовательном порядке, запишем уравнение (18)

$$S_{n=5} = \frac{T_c}{36} (21\lambda\rho - 21\lambda + 15\rho - 15).$$

Отсюда не трудно усмотреть закон образования последующих сумм с большим числом членов ряда; напишем несколько последующих сумм:

$$S_{n=8} = \frac{T_c}{64} (36\lambda\rho - 36\lambda + 28\rho - 28); \quad (21)$$

$$S_{n=10} = \frac{T_c}{100} (55\lambda\rho - 55\lambda + 45\rho - 45) \quad (22)$$

и т. д. до  $n = \infty$ .

Закон образования сумм членов ряда, как это следует из уравнений (18), (19) и (20), полученных подсчетом, следующий.

1. Делитель при  $T_c$  есть число  $n$  в квадрате, т. е.  $2^2 = 4$ ;  $4^2 = 16$ ;  $6^2 = 36$ ;  $10^2 = 100$  [см. уравнение соответственно: (19), (20), (21) и (22)]; число  $n$  равно сумме членов ряда.

2. Множитель при  $\lambda\rho$  есть произведение числа членов суммы ряда  $n = 2, 4, 6, 8, 10, 12$ , соответственно, на  $1,5, 2,5, 4,5, 5,5, 6,5$  и т. д., т. е. множитель при  $\lambda\rho$  есть:

$$2 \times 1,5 = 3 \text{ при } n = 2 \\ 4 \times 2,5 = 10 \text{ " } n = 4 \\ 6 \times 3,5 = 21 \text{ " } n = 6 \\ 8 \times 4,5 = 36 \text{ " } n = 8 \\ 10 \times 5,5 = 55 \text{ " } n = 10 \\ \text{и т. д. до } n = \infty.$$

3. Множитель при  $\lambda$  тот же, что и при  $\lambda\rho$ .

4. Множитель при  $\rho$  есть произведение числа членов ряда:  $n = 2, 4, 6, 8, 10, 12 \dots$  и, соответственно, членов последовательности:  $0,5, 1,5, 2,5, 3,5, 4,5 \dots$ , т. е. множитель при  $\rho$  есть:

$$2 \times 0,5 = 1 \text{ при } n = 2 \\ 4 \times 1,5 = 6 \text{ " } n = 4 \\ 6 \times 2,5 = 15 \text{ " } n = 6 \\ 8 \times 3,5 = 28 \text{ " } n = 8 \\ 10 \times 4,5 = 45 \text{ " } n = 10 \\ \text{и т. д. до } n = \infty.$$

5. Свободный член каждого ряда равен коэффициенту при  $\rho$  того же ряда.

На основании изложенных пяти пунктов образования суммы членов ряда с различным числом ее членов, суммы: (19), (20), (18), (21), (22) переписутся в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} S_2 &= \frac{T_c}{n^2} (1,5n\lambda\rho - 1,5n\lambda + 0,5n\rho - 0,5n); \text{ для } n = 2. \\ S_4 &= \frac{T_c}{n^2} (2,5n\lambda\rho - 2,5n\lambda + 1,5n\rho - 1,5n); \text{ для } n = 4. \\ S_6 &= \frac{T_c}{n^2} (3,5n\lambda\rho - 3,5n\lambda + 2,5n\rho - 2,5n); \text{ для } n = 6. \\ S_8 &= \frac{T_c}{n^2} (4,5n\lambda\rho - 4,5n\lambda + 3,5n\rho - 3,5n); \text{ для } n = 8. \\ S_{10} &= \frac{T_c}{n^2} (5,5n\lambda\rho - 5,5n\lambda + 4,5n\rho - 4,5n); \text{ для } n = 10. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Покажем далее, что в группе уравнений (23) численные коэффициенты при  $\lambda\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ , а также свободные члены в свою очередь могут быть представлены в функции числа членов ряда  $n$ ; это позволит уравнения типа (23) обобщить в одно с тем, чтобы потом перейти к пределу.







Уравнение (31) есть основное уравнение, из которого получим ряд других очень важных уравнений, в том числе уравнение для количества тепла  $Q$ , сообщенного рабочему телу при изобаро-изохорическом процессе, как это представлено хотя бы на рис. 1. Индекс  $n$  в уравнении (31) может пробегать значения от 1 до  $\infty$ .

Покажем, что по уравнению (31) можно получить значение сообщенного рабочему телу тепла  $Q$  при различных термодинамических процессах:

1) при одновременно меняющихся объеме и давлении, т. е. при изобаро-изохорическом процессе;

2) при постоянном объеме,

3) при постоянном давлении,

4) при постоянном объеме и при постоянном давлении, когда второй процесс ( $P = \text{const}$ ) следует за первым ( $V = \text{const}$ ), что имеет место при цикле Сабатэ.

Остановимся на каждом из этих процессов в отдельности.

1. Количество тепла, сообщенного рабочему телу по закону прямой при одновременно меняющихся объеме и давлении (рис. 1, рис. 2, прямая  $c-z$ ).

Для данного случая в уравнении (31) нужно положить  $n = \infty$ , тогда получим:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + (C_p - C_v) T_c(0,5\lambda\rho - 0,5\lambda + 0,5\rho - 0,5),$$

или, вынося 0,5 за скобку, будем иметь:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + 0,5T_c(C_p - C_v)(\lambda\rho - \lambda + \rho - 1). \quad (32)$$

Уравнение (32) и есть основное решение поставленного вначале вопроса, так как оно дает возможность решить вопрос о количестве тепла, сообщенного рабочему телу по закону прямой при одновременно меняющихся объеме и давлении.

Однако ниже это решение мы разовьем в направлении сообщения тепла по закону ломаной, а потом по закону кривой линии.

2. Количество сообщенного тепла в случае постоянного объема ( $V = \text{const}$  цикла Отто).

Для этого случая в уравнении (32) нужно положить  $\rho = 1$ , тогда получим:

$$Q = C_v(T_z - T_c), \quad (33)$$

что и нужно было ожидать.

3. Количество сообщенного тепла для случая  $P = \text{const}$  (у цикла Дизеля).

Для этого случая в уравнении (32) нужно положить  $\lambda = 1$ , тогда получим:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + T_c(C_p - C_v)(\rho - 1).$$

Раскрывая скобки, будем иметь:

$$Q = C_v T_z - C_v T_c + C_p T_c \rho - C_v T_c \rho - C_p T_c \rho - C_v T_c \rho - C_p T_c + C_v T_c, \quad (A)$$

но

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{T_z}{T_c}.$$

Подставляя в уравнение (A), вместо  $\rho$  отношение  $\frac{T_z}{T_c}$ , получим:

$$Q = C_v T_z - C_v T_c + C_p T_z - C_v T_z - C_p T_c + C_v T_c.$$

Отсюда, после упрощения:

$$Q = C_p(T_z - T_c). \quad (34)$$

4. Количество тепла, сообщенного рабочему телу сначала при постоянном объеме, а потом при постоянном давлении (случай цикла Сабатэ).

В этом случае в общем уравнении (31)  $n$  должны положить равным единице.

Поясним это.

Тепло можно сообщать или по прямой  $c-2-4$ , или приближенно к ней по ломаной  $c-1-2-3-4$ , когда следовательно прямая  $c-2-4$  разделена на два отрезка ( $n=2$ , согласно предыдущему условию). Следующее, более грубое приближение к прямой  $c-2-4$  будет  $c-1-4$ , когда прямая  $c-2-4$  совсем не делится на отрезки, когда  $n=1$ . В этом случае мы имеем сообщение тепла сначала по линии  $c-1$  ( $V = \text{const}$ ), а затем по линии  $1-4$  ( $P = \text{const}$ ).

Итак, в данном случае, для определения количества сообщенного тепла, в уравнении (31) полагаем  $n=1$ .

При этом получим:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + (C_p - C_v) T_c(\lambda\rho - \lambda),$$

или:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + (C_p - C_v)(T_c\lambda\rho - T_c\lambda). \quad (B)$$

По уравнениям (30 bis, bis) и по уравнению (30 bis):

$$\left. \begin{aligned} T_c\lambda\rho &= T_z = T_4 \quad (\text{см. рис. 4}), \\ T_c\lambda &= T_1 \quad (\text{см. рис. 4}). \end{aligned} \right\} \quad (C)$$

Исключая из уравнения (B)  $T_c\lambda\rho$  и  $T_c\lambda$ , на основании зависимости (C), получим:

$$\begin{aligned} Q &= C_v(T_z - T_c) + (C_p - C_v)(T_z - T_1) = \\ &= C_v T_z - C_v T_c + C_p T_z - C_v T_z - C_p T_1 + C_v T_1, \end{aligned}$$

или:

$$Q = C_v(T_1 - T_c) + C_p(T_z - T_1); \quad (35)$$

это и есть искомое выражение для случая сообщения тепла сначала по линии постоянного объема, а потом по линии постоянного давления, что имеет место у цикла Сабатэ.

Как видно из только-что изложенного, уравнение (31) есть основное, общее уравнение сообщения тепла, так как из него получаются частные уравнения для определения значений  $Q$  в случае частных термодинамических процессов, связанных с подводом тепла к рабочему телу двигателя внутреннего сгорания.

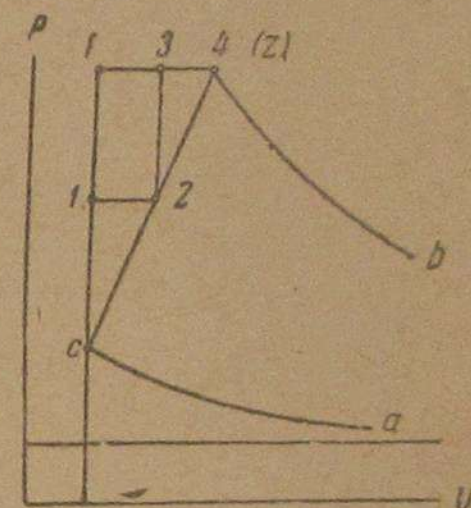


Рис. 4



Как следствие отсюда, нужно признать, что процесс сообщения тепла при постоянном объеме (у цикла Отто), процесс сообщения тепла при постоянном давлении (у цикла Дизеля) и процесс сообщения тепла сначала при постоянном объеме, а потом при постоянном давлении (у цикла Сабатэ), — все эти процессы суть частные случаи процесса сообщения тепла при одновременно меняющихся объеме и давлении, т. е. процесса изобаро-изохорического, процесса „общего“, как его еще можно назвать по отношению к его частным случаям:  $P = \text{const}$ ;  $V = \text{const}$ .

Уравнение (31) охватывает собой более сложные явления рабочего цикла двигателей и позволяет сделать более точный анализ этих явлений, более точные выводы для решения практических задач.

Мы решили вопрос о сообщении тепла рабочему телу при одновременно изменяющихся объеме и давлении по закону прямой (см. рис. 1 и 2).

Дадим далее выражение для определения количества тепла, подведенного к рабочему телу по закону линии ломаной, как это представлено на рис. 5.

Здесь (рис. 5) по линии  $c'—2$  также имеет место сообщение тепла при одновременно меняющихся объеме и давлении; по линии же  $c—c'$  тепло сообщается только при постоянном объеме.

Заметим при этом, что уравнение (35) определяет собой количество тепла, сообщаемого рабочему телу также по закону ломаной: сначала при  $V = \text{const}$ , а потом при  $P = \text{const}$  (случай цикла Сабатэ).

Однако здесь (в случае Сабатэ) тепло сообщается не при одновременно меняющихся объеме и давлении.

Поэтому случай, представленный на рис. 5, есть особый случай, которым мы и займемся.

Для определения подведенного к рабочему телу тепла по ломаной  $c—c'—z$  воспользуемся уравнением (33), применив это уравнение к прямой  $c—c'$  (рис. 5), и уравнением (32) в применении к прямой  $c'—z$  (рис. 5).

В этом случае будем иметь:

$$Q = C_v(T_{c'} - T_c) + C_v(T_z - T_{c'}) + 0,5 T_{c'}(C_p - C_v)(\lambda_1 \rho - \lambda_1 + \rho - 1) = C_v(T_z - T_c) + 0,5 T_{c'}(C_p - C_v)(\lambda_1 \rho - \lambda_1 + \rho - 1). \quad (36)$$

Уравнение (36) и есть уравнение для определения количества тепла, сообщенного рабочему телу по ломаной  $c—c'—z$ .

Величина  $T_{c'}$  определится из уравнения

$$T_{c'} = \lambda_{c'} T_c$$

Здесь

$$\lambda_{c'} = \frac{P_{c'}}{P_c}, \quad (37)$$

$\lambda_{c'}$  — степень увеличения давления для точки  $c'$ .

$\lambda_{c'}$  (или  $P_{c'}$ ) и  $P_c$  должны быть известны.

$$\lambda = \frac{P_z}{P_{c'}} \text{ — степень повышения давления.} \quad (38)$$

Установим зависимость между  $\lambda$ ,  $\lambda_1$  и  $\lambda_{c'}$ .

Здесь

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_z}{P_{c'}}. \quad (39)$$

Из уравнений (38) и (39), путем деления, получим:

$$\frac{\lambda'}{\lambda} = \frac{P_c}{P_{c'}};$$

по уравнению (37)

$$\frac{P_c}{P_{c'}} = \frac{1}{\lambda_{c'}}.$$

Тогда

$$\frac{\lambda_1}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_{c'}},$$

т. е.

$$\lambda_1 = \frac{\lambda}{\lambda_{c'}}.$$

Следовательно  $\lambda_1$  будет известно, коль скоро будут даны  $\lambda$  и  $\lambda_{c'}$ . В случае совпадения точки  $c'$  с точкой  $c$  (рис. 5), получим:

$$P_{c'} = P_c; \quad T_{c'} = T_c; \quad \lambda_{c'} = 1; \quad \lambda_1 = \lambda.$$

Тогда рис. 5 превратится в рис. 3 с контуром  $c—2—4—8—12$ , ранее рассмотренным; при этом соответственно уравнение (36) превратится в уравнение (32), в чем нетрудно убедиться, принимая в уравнении (36)  $\lambda_1$  равным  $\lambda$ ;  $T_{c'}$  равным  $T_c$ .

Определим количество тепла, сообщенного рабочему телу по линии  $c—c'—2—4$ , как это видно из рис. 6.

Этот случай более сложный по сравнению с предыдущим (см. рис. 5).

Введем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_4}{P_c} & \rho &= \frac{V_z}{V_c} = \frac{V_4}{V_c}; \\ \lambda_2 &= \frac{P_z}{P_2} = \frac{P_4}{P_2}; & \rho_2 &= \frac{V_z}{V_2} = \frac{V_4}{V_2}; \\ \lambda_1 &= \frac{P_2}{P_{c'}}; & \rho_1 &= \frac{V_2}{V_{c'}} = \frac{V_2}{V_c} \end{aligned} \right\}$$

$Q_{c'}$  — тепло, сообщенное на линии  $c—c'$ ;

$Q_2$  — тепло, сообщенное на линии  $c'—2$ ;

$Q_4$  — тепло, сообщенное на линии  $2—4$ .

Следовательно:

$$Q = Q_{c'} + Q_2 + Q_4. \quad (40)$$

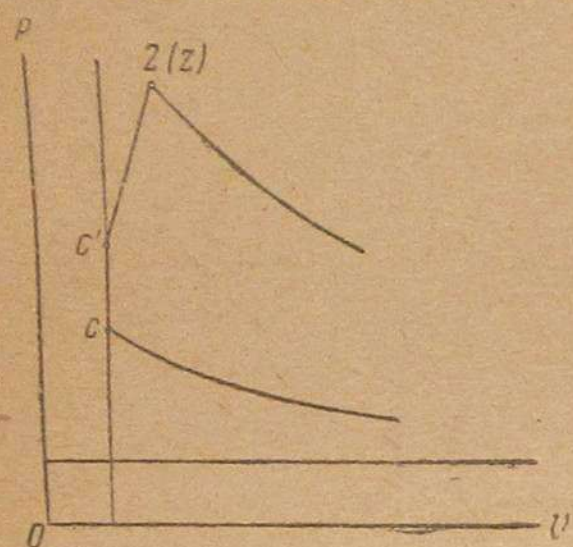


Рис. 5.

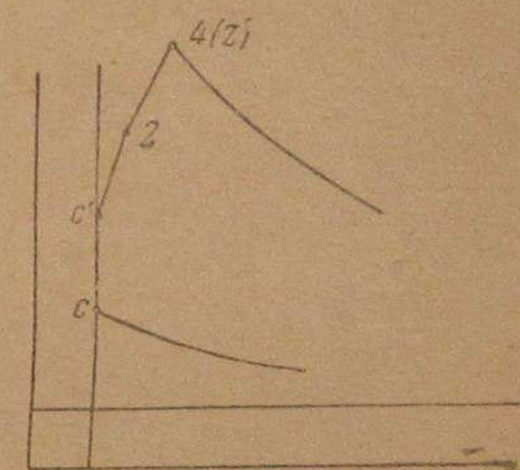


Рис. 6.



Преобразуем уравнение (40):

$$Q_{c'} = C_v(T_{c'} - T_c). \quad (41)$$

По аналогии с уравнением (36),

$$Q_2 = C_v(T_2 - T_{c'}) + (C_p - C_v) 0,5 T_c (\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1). \quad (42)$$

Аналогично:

$$Q_4 = C_v(T_4 - T_2) + (C_p - C_v) 0,5 T_2 (\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1). \quad (43)$$

Здесь

$$T_4 = T_2.$$

В таком случае, на основании уравнений (40), (41), (42), (43), получим:

$$Q = C_v(T_{c'} - T_c) + C_v(T_2 - T_{c'}) + C_v(T_2 - T_2) + (C_p - C_v) 0,5 \times \\ \times [T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + T_2(\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1)]$$

или окончательно;

$$Q = C_v(T_z - T_c) + 0,5(C_p - C_v)[T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \\ + T_2(\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1)]. \quad (44)$$

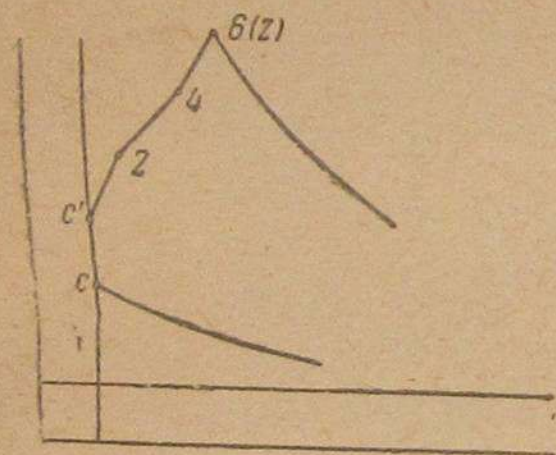


Рис. 7.

В случае совпадения точки  $z$  с точкой 2 получим предыдущий случай, представленный на рис. 5. При этом уравнение (44) превратится в уравнение (36), стоит только в уравнении (44) принять:

$$\lambda_2 = 1; \quad \rho_2 = 1; \quad \rho_1 = \rho; \quad T_4 = T_2 = T_z.$$

Возьмем еще более сложный закон сообщения тепла, когда имеются три отклоняющиеся линии сообщения тепла, как это показано на рис. 7.

Примем обозначения:

$$\begin{array}{l|l} \lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_6}{P_c}; & \rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{V_6}{V_c}; \\ \lambda_4 = \frac{P_z}{P_4} = \frac{P_6}{P_4}; & \rho_4 = \frac{V_z}{V_4} = \frac{V_6}{V_4}; \\ \lambda_2 = \frac{P_4}{P_2}; & \rho_2 = \frac{V_4}{V_2}; \\ \lambda_1 = \frac{P_2}{P_{c'}}; & \rho_1 = \frac{V_2}{V_{c'}} = \frac{V_2}{V_c}. \\ \lambda_{c'} = \frac{P_{c'}}{P_c} & \end{array}$$

Для общего количества подведенного тепла, по аналогии с уравнением (40), будем иметь:

$$Q = Q_{c'} + Q_2 + Q_4 + Q_6. \quad (45)$$

По аналогии с уравнением (44), для нашего случая получим уравнение:

$$Q = C_v(T_z + T_c) + 0,5(C_p - C_v)[T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \\ + T_2(\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1) + T_4(\lambda_4 \rho_4 - \lambda_4 + \rho_4 - 1)]. \quad (46)$$

При совпадении точки 6 (z) с точкой 4 получим уже известный случай, представленный на рис. 6. Уравнение (46) при этом примет вид уравнения (44), нужно только, согласно рис. 6, положить:  $\lambda_4 = 1$ ;  $\rho_4 = 1$ , при этом нужно иметь в виду, что

$$T_6 = T_4 = T_z.$$

В результате подстановки значений:  $\lambda_4 = 1$ ,  $\rho_4 = 1$  в уравнении (46) пропадет последний член суммы и получится уравнение (44), что и нужно было ожидать.

На основании уравнений (36), (44) и (46) выявляется закон образования выражения для  $Q$  в случае сообщения тепла по ломаной, состоящей не из двух или трех прямых, отклоняющихся от линии постоянного объема, как это представлено на рис. 6 и 7, а из любого числа отклоняющихся прямых.

В соответствии с этим количество тепла, подведенного по ломаной линии, можно представить в виде следующей числовой последовательности:

$$Q_{c'}, Q_2, Q_4, Q_6, Q_8, Q_{10}, \dots, Q_{2m-2}, Q_{2m}, Q_{2m+2}. \quad (47)$$

По аналогии с уравнениями (44) и (46), имея в виду уравнение (47), можем записать следующее общее выражение для  $Q$ , когда число отрезков прямых может быть взято любым.

Именно:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + 0,5(C_p - C_v) T_{c'} (\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \\ + 0,5(C_p - C_v) \sum_{m=0}^{m=0,1,2,\dots} T_{2m} (\lambda_{2m} \rho_{2m} - \lambda_{2m} + \rho_{2m} - 1). \quad (48)$$

Здесь индекс  $m$  пробегает значения; 0; 0, 1; 0, 1, 2; 0, 1, 2, 3; 0, 1, 2, 3, 4 и т. д., в зависимости от числа точек перелома прямых, отклоняющихся от линии постоянного объема. Так например, чтобы получить выражение для  $m$  в случае рис. 7 (две точки: 2 и 4) индекс  $m$  должен принять значения: 0, 1, 2, при этом из общего уравнения (48) получим уравнение (46) для случая рис. 7, в чем нетрудно убедиться.

Действительно, из уравнения (48) для этого случая получим:

$$Q = (T_z - T_c) + 0,5(C_p - C_v) T_{c'} (\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \\ + 0,5(C_p - C_v) [T_2 (\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1) + \\ + T_4 (\lambda_4 \rho_4 - \lambda_4 + \rho_4 - 1)] = C_v(T_z - T_c) + \\ + 0,5(C_p - C_v) [T_{c'} (\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \\ + T_2 (\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1) + T_4 (\lambda_4 \rho_4 - \lambda_4 + \rho_4 - 1)],$$

это и есть уравнение (46).

Вообще для числа точек перелома  $m$  последний член последовательности: 0, 1, 2, 3, 4... $m$ , которую пробегает индекс, будет  $m$ .

Минимальное число отрезков, отклоняющихся от линии постоянного объема — один (рис. 5), точек перелома — нуль, и в этом случае индекс  $m$  примет значение 0; при этом из уравнения (48) получим уравнение (36) для случая, представленного на рис. 5. Здесь  $T_{2m}$  при  $m=0$  (т. е.  $T_0$ )



нужно в этом случае считать равным нулю;  $(-1)$  под знаком  $\sum$  в уравнении (48) при этом также нужно полагать равным нулю.

В случае, если один из отрезков прямой сообщения тепла принимает направление, параллельное оси абсцисс (рис. 8, отрезок  $2n - 2n + 2$ ), тогда в общем выражении (48) нужно будет приписать новое слагаемое:

$$C_p(T_{2n+2} - T_{2n}).$$

Общее значение для  $Q$  тогда будет:

$$Q = C_v(T_z - T_c) + 0,5(C_p - C_v) T_c (\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \\ + 0,5(C_p - C_v) \sum_{m=0} T_{2m} (\lambda_{2m} \rho_{2m} - \lambda_{2m} + \rho_{2m} - 1) + \\ + C_p(T_{2n+2} - T_{2n}). \quad (49)$$

В уравнениях (49) и (48) индекс  $n$  относится к числу отрезков отклоняющихся прямых; индекс  $m$  относится только к сумме ( $\sum$ ).

В уравнениях (48), (49), (46), (44) и (36) значение всех  $\lambda$  и всех  $\rho$  должно быть задано, так как значения  $\rho$  и  $\lambda$  координируют точки перелома отрезков; значениями  $\rho$  и  $\lambda$  задается закон сообщения тепла, т. е., дается конфигурация ломаной сообщения тепла, как это представлено хотя бы на рис. 7 или 8.

В случае сообщения тепла по закону кривой, последняя с достаточной для практики точностью может быть рассматриваема как ломаная с большим числом отрезков прямых, опирающихся своими концами на заданную кривую или ее касающихся. Поэтому в случае сообщения тепла по закону кривой, что часто встречается на практике, уравнения (48) и (49) могут быть с успехом использованы для подсчета тепла  $Q$ .

Если бы сообщение тепла протекало по закону какой-либо кривой, заданной соответствующим уравнением, для определения тепла  $Q$  уравнение (48) можно было преобразовать и перейти к пределу, когда индекс  $m$  пробегает все значения от 0 до  $\infty$ .

Однако этим вопросом здесь мы заниматься не будем.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Нам удалось дать выражение (31) для определения количества сообщенного рабочему телу тепла  $Q$  в зависимости от  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $n$ .
2. В этом виде уравнение (31) очень удобно для применения в теории двигателей внутреннего сгорания, где параметры  $\rho$  и  $\lambda$  являются основными параметрами теплового расчета и индикаторной диаграммы.
3. Уравнение (31) отличается общностью. Из этого уравнения, как это показано выше, можно получить:
  1. Уравнение (32) для определения сообщенного тепла  $Q$  при одновременно меняющихся объеме и давлении (изобаро-изохорический процесс).

II. Уравнение (33) для количества тепла, сообщенного по линии постоянного объема (у цикла Отто).

III. Уравнение (34) для тепла  $Q$ , сообщенного по изобаре (у цикла Дизеля).

IV. Уравнение (35) для определения тепла  $Q$ , сообщенного по изохоре, а потом по изобаре (у цикла Сабатэ).

V. На основании уравнения (31) получим также уравнения (48) и (49) для определения тепла, сообщенного рабочему телу по любой ломаной кривой (рис. 8), пределом которой, при неограниченном возрастании числа отрезков, является кривая.

4. На основании полученных уравнений (31), (32), (48) и (49) представляется возможным определить термический коэффициент полезного действия цикла в случае замедленного горения, имеющего место до известной степени у всех авиа- и автотракторных двигателей, особенно при позднем зажигании.

## II

### ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

В практике различаются следующие рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания:

- 1) цикл Отто;
- 2) цикл Дизеля;
- 3) цикл Сабатэ.

Цикл Гемфри не получил практического применения, поэтому этот цикл в дальнейшем изложении не упоминается.

Цикл Сабатэ получил в практике название смешанного цикла.

Покажем, что смешанный цикл Сабатэ в свою очередь сам может быть получен из более общего цикла, или просто из „общего цикла“, как он будет ниже называться.

Необходимо здесь же отметить, что существующие циклы — Сабатэ, Отто, Дизеля — не всегда могут отразить действительный рабочий процесс двигателей внутреннего сгорания. В практике конструкторских бюро, в практике вузов отсюда неизбежно укоренилась условная, а то просто неправильная трактовка отдельных действительных рабочих циклов, отраженных хотя бы индикаторной диаграммой, снятой с мотора.

Например, цикл, схематически представленный на рис. 9, принято считать за цикл Отто независимо от величины отклонения отрезка  $c' - z$  от линии постоянного объема.

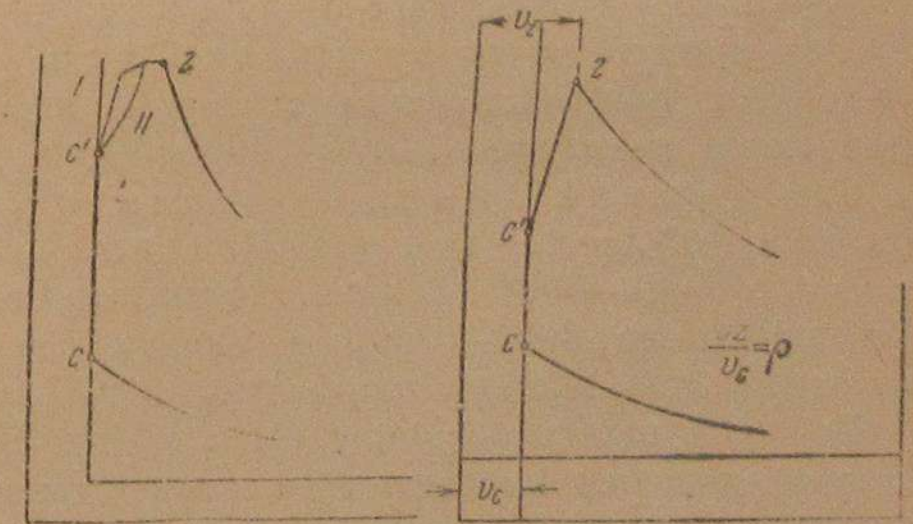


Рис. 9.



Однако это совершенно неправильно. Лишь незначительная величина  $p$  приближенно позволяет относить этот цикл к циклу Отто, но принципиально это совершенно не так.

То же самое нужно сказать и про цикл, представленный на рис. 10.

Этот цикл часто имеет место в практике карбюраторных двигателей вследствие замедленного сгорания рабочей смеси при ограниченных скоростях ее горения, при больших скоростях поршня и т. п.

Рассчитывать этот цикл (рис. 9 и 10) принято также по циклу Отто, что может быть лишь условно правильным.

Как ниже будет показано, этот цикл (рис. 9 и 10) нужно рассчитывать по предлагаемому „общему циклу“.

Условимся в дальнейшем под общим циклом разуметь цикл, при котором рабочему телу за процесс горения сообщается тепло полностью при одновременно меняющихся объеме и давлении (рис. 2) или частично при одновременно меняющихся объеме и давлении, частично при постоянном давлении, при постоянном объеме (рис. 9 и 10).

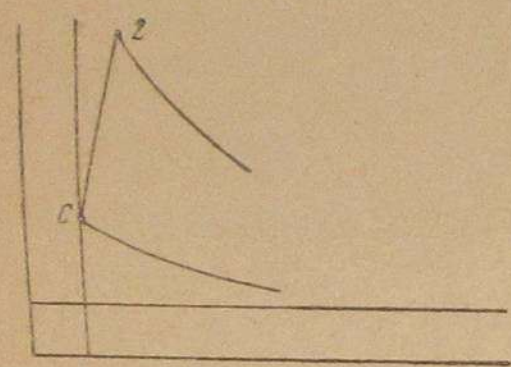


Рис. 10.

Такого процесса сообщения тепла при горении не обнимает собою ни один из существующих циклов: ни цикл Сабатэ, ни цикл Отто, ни цикл Дизеля, ни цикл Гемфри. Это — большой пробел как в основных положениях теории двигателей внутреннего сгорания, так и в частном решении практических задач, так как горение при одновременно изменяющихся объеме и давлении, в известной степени, имеет место у всех двигателей внутреннего сгорания и особенно у двигателей карбюраторных.

При современном правильном стремлении увеличивать обороты двигателя в целях повышения литражной мощности, для уменьшения удельного веса двигателя, действительный цикл этих двигателей все больше и больше отклоняется от существующих циклов и особенно от цикла Отто.

Сгорание при постоянном объеме у карбюраторных двигателей не имеет места даже при 1000—1200 об/мин. коленчатого вала; тем более отклонение линии горения от линии постоянного объема наблюдается у двигателей с 2500—3000—4000 и особенно с 5500—6000 об/мин. (авиамотор Рено, Бодо).

Обороты же 3000—3500 в минуту для двигателей автомобильных уже теперь есть обороты нормальные (ЗИС-101, Бьюик и др.).

Тепловой расчет по циклу Отто в этих случаях дает очень высокое значение давления вспышки  $P_z$  и соответственно высокую температуру  $T_z$ .

Приемы корректирования этих величин, рекомендуемые отдельными авторами, например проф. И. Ш. Нейманом<sup>1</sup>, имеют чисто статистический характер. Поправочный коэффициент  $K_z = \frac{P_z}{P_{z'}}$ , предложенный проф. Нейманом, есть отношение давления вспышки действительной индикаторной

<sup>1</sup> Динамика и расчет на прочность авиационных моторов, ч. 1, стр. 64, Труды Центрального научно-исследовательского института авиационного моторостроения, 1933.

диаграммы к давлению вспышки теоретической индикаторной диаграммы; численно величину  $K_z$  для авиационных моторов проф. Нейман рекомендует брать 0,85. Этим поправочным коэффициентом пользовались и пользуются как в конструкторских бюро, так и в учебной практике втузов. Есть другие способы корректирования значения  $P_z$ , полученного из теоретической индикаторной диаграммы цикла Отто, например по способу проведения линии горения под углом к линии постоянного объема. Можно встретить корректирование  $P_z$  просто „на глаз“.

Все эти способы корректирования имеют лишь условный характер и при современном положении моторостроения вообще и легкого автомобильного и авиационного в особенности не могут считаться сколько-нибудь удовлетворительными.

Дело в том, что величина максимального давления вспышки  $P_z$  действительного цикла лежит в основе расчета на прочность всех основных деталей двигателя, от нее зависит степень напряженности работы всего мотора, от правильно выбранного давления вспышки зависит и правильность выбранного напряжения в материале мотора, от величины  $P_z$  зависит вес двигателя, что особенно важно для авиационных моторов и для моторов легковых и гоночных автомобилей; с правильно выбранной величиной  $P_z$  связан следовательно вопрос рационального, экономического использования металла, что также существенно важно при столь крупном массовом производстве двигателей внутреннего сгорания в СССР. От  $P_z$ , как известно, зависит величина среднего индикаторного и эффективного давления; следовательно от правильно выбранного значения  $P_z$  зависит и правильный выбор основных размеров двигателя, т. е. диаметра цилиндра и хода поршня.

Помимо максимального давления вспышки  $P_z$  в теории и практике двигателей внутреннего сгорания большое значение имеет температура конца горения  $T_z$ .

Расчет по циклу Отто для температуры  $T_z$  дает также сильно преувеличенные значения. Между тем правильное определение температуры  $T_z$  есть основа и правильного расчета теплопередачи и температурных напряжений в материале двигателя.

Отметим при этом, что в вопросах теплопередачи температура входит как величина 4-й степени<sup>1</sup>, следовательно неправильно выбранное значение температуры очень сильно влияет на результаты подсчета теплопередачи и температурных напряжений.

Попытаемся дать „общий цикл“ двигателя внутреннего сгорания, теорию этого цикла. Его тепловой расчет позволит значительно точнее определить как температуру в конце горения  $T_z$ , так и максимальное давление вспышки  $P_z$  со всеми вытекающими отсюда следствиями (эффективное давление, основные размеры двигателя, напряжение в материале, удельный вес и т. п.). Попытаемся дать „общий цикл“, который в то же время обнимал бы собою все существующие циклы: Сабатэ, Отто,

<sup>1</sup> Проф. Брилинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи, стр. 179, 189.



Дизеля и кроме того дополнял бы их, давал более точные результаты, лежащие в основе расчета и конструирования двигателей внутреннего сгорания.

Покажем, что цикл, представленный на рис. 9 и 10, есть особый, общий цикл, имеющий свои особенности, свою методику теплового расчета, свое уравнение сгорания; покажем, что из этого теплового расчета „общего цикла“ изменением соответствующих параметров можно получить тепловой расчет „производных частных“ циклов: Сабатэ, Отто и Дизеля.

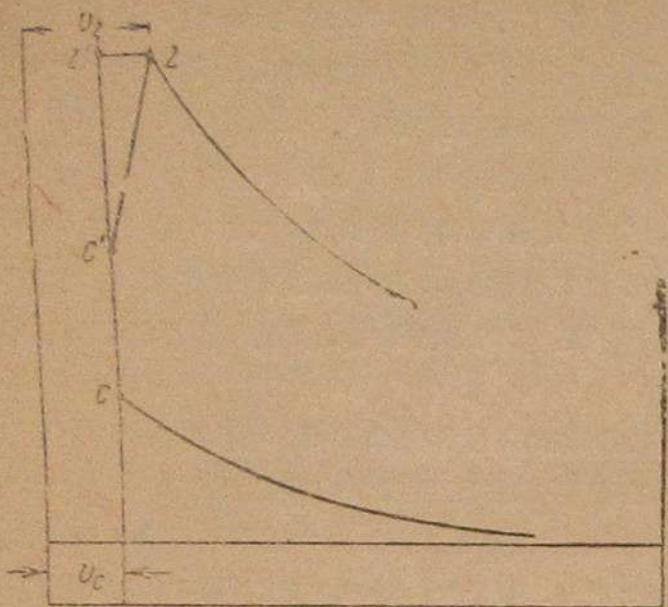


Рис. 11.

Дадим тепловой расчет общего цикла двигателя внутреннего сгорания с последующими выводами расчета „частных“ циклов из расчета цикла „общего“.

Говоря о тепловом расчете цикла, я имею в виду остановиться лишь на уравнении сгорания, являющемся основой всего теплового расчета двигателя.

### Тепловой расчет

Вывод уравнения сгорания „общего цикла“ двигателей внутреннего сгорания

Обозначения:

$$\frac{V_z}{V_c} = \rho; \quad \frac{P_z}{P_c} = \lambda; \quad \frac{P_{c'}}{P_c} = \lambda_{c'},$$

отсюда

$$\frac{P_z}{P_{c'}} = \frac{\lambda}{\lambda_{c'}};$$

$\lambda_{c'}$  меняется от  $\lambda_{c'} = 1$  до  $\lambda_{c'} = \lambda$ .

Как следует из рис. 3:  $V_c = V_{c'}$ ;  $V_z > V_{c'}$ .

Уравнение баланса тепла

На линии горения  $c - c' - z$  (рис. 11) будет:

$$\xi h_n + M_b C_{v'} T_c + M_r C_{v''} T_c = (M_z + M_r) C_{v''} T_z + AP_z (V_z - V_c) - \frac{1}{2} A (P_z - P_{c'}) (V_z - V_{c'}). \quad (I)$$

Здесь:  $\xi$  — коэффициент выделения тепла,

$h_n$  — теплотворная способность топлива в кал/кг,

$M_b$  — число молей воздуха, участвующего в процессе сжатия (мол/кг топлива),

$M_r$  — число молей остаточных продуктов сгорания в свежей смеси (мол/кг),

\* Точнее, для карбюраторных двигателей:  $M_b + \frac{1}{m}$ ;  $m$  — молекулярный вес топлива.

$M_z$  — число молей в точке  $z$  свежих продуктов сгорания смеси (мол/кг),

$T_z, T_c, P_z, P_{c'}, V_z, V_c$  — соответствующие температуры, давления, объемы,  $C_{v'}$  и  $C_{v''}$  — средние молекулярные теплоемкости, соответственно, свежей смеси ( $C_{v'}$ ) и продуктов сгорания ( $C_{v''}$ ).

Преобразуем уравнение (I).

Здесь  $V_{c'} = V_c$ .

$$AP_z (V_z - V_c) = AP_z V_c \left( \frac{V_z}{V_c} - 1 \right) = AP_z V_c (\rho - 1);$$

$$V_c = \frac{V_z}{\rho},$$

следовательно:

$$AP_z (V_z - V_c) = AP_z V_z \frac{\rho - 1}{\rho}.$$

Но

$$AP_z V_z = AS_z R_z T_z = AR_z m_z \frac{S_z}{m_z} T_z;$$

$$AR_z m_z = (C_p - C_v) m_z = 1,985; \quad \frac{S_z}{m_z} = M_z + M_r.$$

Здесь  $m_z$  — средний молекулярный вес продуктов сгорания в точке  $z$ . Тогда

$$AP_z (V_z - V_c) = 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} (M_z + M_r) T_z. \quad (a)$$

Преобразовав уравнение (I) имеем:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} A (P_z - P_{c'}) (V_z - V_{c'}) &= \frac{1}{2} AP_{c'} \left( \frac{P_z}{P_{c'}} - 1 \right) V_{c'} \left( \frac{V_z}{V_{c'}} - 1 \right) = \\ &= \frac{1}{2} AP_{c'} V_{c'} \left( \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} - 1 \right) (\rho - 1). \end{aligned}$$

Но

$$AP_{c'} V_{c'} = AS_{c'} R_{c'} T_{c'} = 1,985 (M_{c'} + M_r) T_{c'}.$$

Тогда

$$\frac{1}{2} A (P_z - P_{c'}) (V_z - V_{c'}) = 0,9925 (M_{c'} + M_r) \left( \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} - 1 \right) (\rho - 1) T_{c'}. \quad (b)$$

Так как

$$T_{c'} = \frac{T_c \lambda_{c'}}{\mu},$$

то уравнение (b) примет вид:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} A (P_z - P_{c'}) (V_z - V_c) &= 0,9925 (M_{c'} + M_r) \left( \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} - 1 \right) (\rho - 1) \frac{T_c \lambda_{c'}}{\mu} = \\ &= 0,9925 (M_{c'} + M_r) (\lambda - \lambda_{c'}) (\rho - 1) \frac{T_c}{\mu}. \end{aligned} \quad (b \text{ bis})$$



Здесь  $\mu'$  — коэффициент частичного молекулярного изменения за процесс горения на участке  $c-c'$  (рис. 11); подробнее о коэффициенте  $\mu'$  будет сказано ниже.

На основании равенства (а) и (b bis), уравнение горения общего цикла будет:

$$\xi h_n + M_b C_{v'} T_c + M_r C_{v''} T_c + 0,9925 (M_{c'} + M_r) (\lambda - \lambda_{c'}) (\rho - 1) \frac{T_c}{\mu'} = (M_z + M_r) C_{v''} T_z + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} (M_z + M_r) T_z \quad (II)$$

Деля левую и правую части уравнения (II) на  $M_b$ , получим:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \frac{M_r}{M_b} C_{v''} T_c + 0,9925 \frac{M_{c'} + M_r}{M_b} (\lambda - \lambda_{c'}) (\rho - 1) \frac{T_c}{\mu'} = \frac{M_z + M_r}{M_b} \left( C_{v''} + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z \quad (III)$$

Но  $\frac{M_r}{M_b} = \gamma$ , коэффициент остаточных газов:  $\frac{M_{c'}}{M_b} = \mu'_0$ .

Тогда

$$\frac{M_{c'} + M_r}{M_b} = \mu'_0 + \gamma = \frac{\mu'_0 + \gamma}{1 + \gamma} (1 + \gamma) = \mu' (1 + \gamma).$$

Здесь

$$\mu' = \frac{\mu'_0 + \gamma}{1 + \gamma}.$$

Аналогично:

$$\frac{M_z + M_r}{M_b} = (1 + \gamma).$$

В таком случае окончательно уравнение сгорания общего цикла получится в следующей форме:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c + 0,9925 (1 + \gamma) (\lambda - \lambda_{c'}) (\rho - 1) T_c = \mu (1 + \gamma) \left( C_{v''} + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z \quad (IV)$$

Это уравнение сгорания зависит в частности от параметров:  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\lambda_{c'}$ ,  $\mu$ . Установим аналитическую зависимость между  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\mu$ .

По предыдущему, из уравнений (а) и (b) получим:

$$\frac{AP_z (V_z - V_{c'})}{\frac{1}{2} A (P_z - P_{c'}) (V_z - V_{c'})} = \frac{1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} (M_z + M_r) T_z}{0,9925 (M_{c'} + M_r) \left( \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} - 1 \right) (\rho - 1) T_{c'}}$$

т. е. при  $V_c = V_{c'}$

$$\frac{AP_z}{0,5 AP_z \left( 1 - \frac{P_{c'}}{P_z} \right)} = \frac{1}{0,5 \left( 1 - \frac{\lambda_{c'}}{\lambda} \right)} = \frac{2 (M_z + M_r) T_z}{\rho \left( \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} - 1 \right) (M_{c'} + M_r) T_{c'}}$$

Отсюда, при  $T_{c'} = \frac{T_c \lambda_{c'}}{M}$ , получим:

$$\frac{\lambda}{\lambda - \lambda_{c'}} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{M_z + M_r}{M_{c'} + M_r} \cdot \frac{\lambda_{c'}}{\lambda - \lambda_{c'}} \cdot \frac{T_z}{T_c \lambda_{c'}} \cdot \mu'$$

т. е.

$$\lambda = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{M_z + M_r}{M_{c'} + M_r} \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Разделив числитель и знаменатель выражения  $\frac{M_z + M_r}{M_{c'} + M_r}$  на  $M_b + M_r$  и имея в виду, что:

- 1)  $\frac{M_z + M_r}{M_b + M_r} = \mu;$
- 2)  $\frac{M_{c'} + M_r}{M_b + M_r} = \mu';$

окончательно получим:

$$\lambda = \frac{1}{\rho} \cdot \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (V)$$

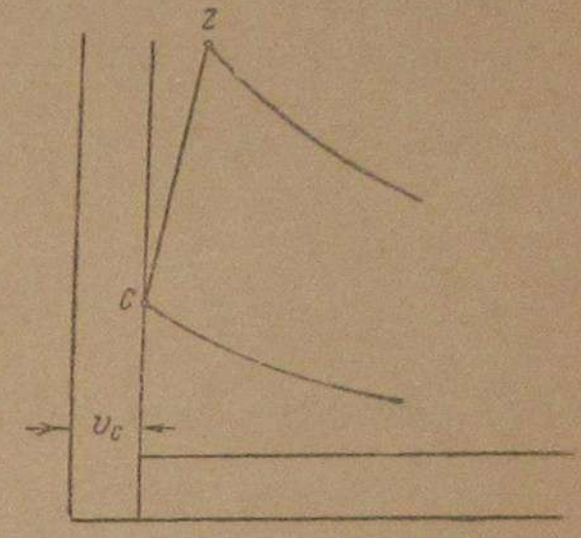


Рис. 12.

Эта зависимость потребуется при дальнейших преобразованиях.

Из уравнения сгорания (IV) „общего цикла“, представленного на рис. 11, можно получить уравнение сгорания цикла, представленного на рис. 12, с более замедленным горением, чем на рис. 11.

В самом деле, положив  $P_{c'} = P_c$  или, что то же, приняв  $\lambda_{c'} = 1$ , из уравнения (IV) получим:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c + 0,9925 (1 + \gamma) (\lambda - 1) (\rho - 1) T_c = \mu (1 + \gamma) \left( C_{v''} + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z \quad (VI)$$

Пользуясь уравнением (V), исключим из уравнения (VI)  $\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c}$ .

Будем иметь:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c + 0,9925 (1 + \gamma) (\lambda - 1) \left( \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} - 1 \right) T_c = \mu (1 + \gamma) \left[ C_{v''} + 1,985 \left( 1 - \frac{\lambda T_c}{\mu T_z} \right) \right] T_z$$

т. е.

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c + 0,9925 (1 + \gamma) \left[ \mu T_z - \frac{\mu T_z}{\lambda} - (\lambda - 1) T_c \right] = \mu (1 + \gamma) \left[ C_{v''} + 1,985 \left( 1 - \frac{\lambda T_c}{\mu T_z} \right) \right] T_z;$$

или

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c + 0,9925 (1 + \gamma) (1 - \lambda) T_c + 1,985 \mu (1 + \gamma) \frac{\lambda}{\mu} T_c = \mu (1 + \gamma) \left[ C_{v''} + 1,985 - 0,9925 \left( 1 - \frac{1}{\lambda} \right) \right] T_z$$



т. е., уравнение сгорания „общего цикла“ будет:

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + (C_{v'} + 1,985 \lambda) T_c + \gamma (C_{v''} + 1,985 \lambda) T_c + \\ + 0,9925 (1 + \gamma) (1 - \lambda) T_c = \\ = \mu (1 + \gamma) \left[ C_{v''} + 1,985 - 0,9925 \frac{\lambda - 1}{\lambda} \right] T_z, \end{aligned} \quad (\text{VI bis})$$

### Цикл Дизеля

Из уравнения сгорания „общего цикла“ (VI bis), при  $\lambda = 1$ , получим уравнение сгорания для цикла Дизеля, т. е.:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + (C_{v'} + 1,985) T_c + \gamma (C_{v''} + 1,985) T_c = \mu (1 + \gamma) (C_{v''} + 1,985) T_z,$$

но

$$C_{v'} + 1,985 = C_{p'}; \quad C_{v''} + 1,985 = C_{p''},$$

тогда уравнение сгорания для цикла Дизеля представится в виде:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{p'} T_c + \gamma C_{p''} T_c = \mu (1 + \gamma) C_{p''} T_z \quad (\text{VII})$$

### Цикл Сабатэ

Из уравнения сгорания (IV) „общего цикла“ непосредственно можно получить уравнение сгорания цикла Сабатэ, для этого нужно положить  $\lambda_{c'} = \lambda$ , т. е., будем иметь:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c = \mu (1 + \gamma) \left( C_{v''} + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z \quad (\text{VIII})$$

При  $C_{v''} = C_{p''} - 1,985$  уравнение сгорания цикла Сабатэ представится в виде:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c = \mu (1 + \gamma) \left( C_{p''} - \frac{1,985}{\rho} \right) T_z \quad (\text{VIII bis})$$

Исключая  $\rho$  из уравнения\* (VIII) на основании зависимости (V), для цикла Сабатэ получим уравнение сгорания в функции  $\lambda$ , т. е.

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c = \mu (1 + \gamma) \left[ C_{v''} + 1,985 \left( 1 - \frac{\lambda T_c}{\mu T_z} \right) \right] T_z = \\ = \mu (1 + \gamma) (C_{v''} + 1,985) T_z - 1,985 (1 + \gamma) \lambda T_c, \end{aligned}$$

или, перенося последнее вычитаемое в левую часть уравнения, для цикла Сабатэ получим:

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + (C_{v'} + 1,985 \lambda) T_c + \gamma (C_{v''} + 1,985 \lambda) T_c = \\ = \mu (1 + \gamma) (C_{v''} + 1,985) T_z = \mu (1 + \gamma) C_{p''} T_z^* \end{aligned} \quad (\text{VIII bis, bis})$$

\* Это частное уравнение, а также и уравнение (VII) другим путем впервые было получено проф. Мазингом.

### Цикл Отто

Из уравнения „общего цикла“ (IV) исключим  $\lambda = \frac{\mu}{\rho} \frac{T_z}{T_c}$ . Будем иметь уравнение сгорания „общего цикла“ в функции  $\rho$ ,  $\lambda_{c'}$ , именно:

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c + 0,9925 (1 + \gamma) \left( \frac{\mu}{\rho} \frac{T_z}{T_c} - \lambda_{c'} \right) (\rho - 1) T_c = \\ = \mu (1 + \gamma) \left( C_{v''} + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z, \end{aligned}$$

т. е.

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c - 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) \lambda_{c'} T_c = \\ = \mu (1 + \gamma) \left( C_{v''} + 1,985 \frac{\rho - 1}{\rho} - 0,9925 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z; \end{aligned}$$

или:

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c - 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) \lambda_{c'} T_c = \\ = \mu (1 + \gamma) \left( C_{v''} + 0,9925 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z - \text{уравнение „общего цикла“} \quad (\text{IX}) \end{aligned}$$

Из уравнения сгорания (IX) „общего цикла“, а также из общего уравнения (IV) непосредственно получим уравнения сгорания цикла Отто, положив  $\rho = 1$ . Именно:

$$\frac{\xi h_n}{M_b} + C_{v'} T_c + \gamma C_{v''} T_c = \mu (1 + \gamma) C_{v''} T_z \quad (\text{X})$$

Из уравнения сгорания „общего цикла“, представленного в функции различных параметров [уравнения (IV), (VI bis) и (IX)], мы получили уравнения сгорания „частных“ циклов: Дизеля (уравнение VII), Сабатэ (уравнение VIII bis), Отто (уравнение X).

В практике двигателей внутреннего сгорания, как это указывалось выше, цикл, представленный рис. 9 и 10, относят к циклу Отто, и тепловой расчет этого, по существу „общего цикла“, ведется по циклу Отто, т. е. в предположении горения смеси по линии постоянного объема. Используем вышеприведенные уравнения сгорания и покажем, что расчет цикла, данного на рис. 9 и 10, по формулам цикла Отто дает результаты, сильно отличающиеся от действительности, от результатов, полученных по уравнению сгорания „общего цикла“, учитывающего коэффициентом  $\rho$  непрерывно меняющийся объем при процессе горения. Проведем для этого анализ теплового расчета „общего цикла“.

### Анализ теплового расчета (уравнение сгорания) „общего цикла“

Здесь важно установить зависимость температуры в конце горения  $T_z$  и давления  $P_z$  от степени предварительного расширения  $\rho$ , на величину которого влияют время зажигания рабочей смеси, качество самой смеси и скорость ее горения, число оборотов двигателя и т. п.

По уравнению сгорания „общего цикла“ (уравнение IX) мною были подсчитаны  $T_z$  и  $P_z$  при таких частных значениях степени предваритель-



ного расширения:  $\rho = 1, 1,08, 1,17$  и  $1,25$ . При этом были приняты при всех значениях  $\rho$  следующие величины:

$$\begin{aligned} h_n &= 10\,400 \text{ кал/кг}; \\ \xi &= 0,85; \\ M_b &= 0,55; \\ C_{v'} &= 4,625 + 0,00053 T; \\ T_c &\text{— температура в конце сгорания, равная } 660^\circ \text{ абс.}; \\ \gamma &\text{— коэффициент остаточных газов, равный } 0,12; \\ C_{v''} &= 5,2 + 0,0006 T; \\ \lambda_{c'} &= 1; \\ \mu &= 1,04. \end{aligned}$$

Результаты подсчета сведены в табл. 1.

Давление  $P_z$  здесь подсчитано по уравнению:

$$P_z = \lambda \rho c,$$

при этом по уравнению (V)

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Таблица 1

Цикл „общий“

$\rho$	$T_z$	$P_z$	Примечание
1,00	2540	27,2	Частный случай: цикл Отто ( $\rho = 1$ )
1,08	2512	24,5	
1,17	2480	22,8	Часто встречается у авиамоторов
1,25	2443	21,0	Для очень быстроходных машин

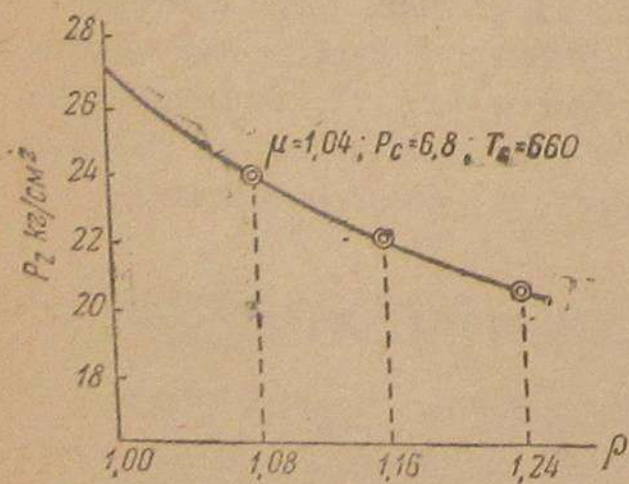


Рис. 13.

На основании цифровых данных полученной таблицы, ниже приведены кривые давлений и температур в зависимости от  $\rho$  (рис. 13 и 14).

Как видно из табл. 1 и из рис. 13 и 14, разница в подсчетах основных расчетных величин: давления вспышки  $P_z$  и температуры  $T_z$  достигает большой величины; так, по циклу Отто ( $\rho = 1$ ),  $P_z = 27,2$ ; по „общему циклу“ при  $\rho = 1,17$ ,  $P_z = 22,8$ , отсюда

$$\frac{22,8}{27,2} \times 100 = 84\%, \text{ что дает разницу на } 16\%.$$

При  $\rho = 1,25$  эта разница достигает  $23\%$ .  $16\%$  и  $23\%$  — очень большие значения, и вести тепловой расчет цикла при замедленном горении (встречающемся почти у всех современных авиационных и автотракторных двигателей) по формулам цикла Отто нецелесообразно; здесь место „циклу общему“, по которому и нужно вести расчет.

В практике теплового расчета двигателей внутреннего сгорания, работающих на бензино-воздушных смесях, величину  $P_z$ , полученную в предположении сгорания смеси при постоянном объеме, как это выше указывалось, обыкновенно корректируют для учета отклонения линии горения от линии постоянного объема. При тепловом расчете двигателя по „общему циклу“ корректирование не нужно.

Все предлагаемые нормы и приемы корректирования рабочей индикаторной диаграммы имели и имеют место потому, что аналитические выражения тепловых расчетов цикла Отто, Дизеля, Сабата суть только частные случаи общего решения, не дающие возможности учитывать более сложные явления рабочего процесса, например отклонение действительной линии горения от линии теоретической при  $V = \text{const.}$

Внесение в тепловой расчет коррективов, взятых до известной степени произвольно, понижает ценность самого теплового расчета.

Остановлюсь на кривой температур  $T_z$ .

Согласно рис. 14, кривая температур с увеличением  $\rho$  непрерывно падает.

К этому выводу можно прийти и аналитическим путем, для этого решим уравнение сгорания „общего цикла“ (IX) относительно  $T_z$  и возьмем первую производную по  $\rho$ .

В уравнении (IX) принимаем:

$$C_{v'} = a' + b'T; \quad C_{v''} = a'' + b''T; \quad \lambda_{c'} = 1.$$

Тогда уравнение (IX) переписывается так:

$$\begin{aligned} \frac{\xi h_n}{M_b} + (a' + b'T_c) T_c + \gamma (a'' + b''T_c) T_c - 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) T_c = \\ = \mu (1 + \gamma) \left( a'' + b''T_z + 0,9925 \frac{\rho - 1}{\rho} \right) T_z; \end{aligned}$$

или, собирая члены с  $T_z$  и  $T_c$ , получим:

$$\begin{aligned} \mu (1 + \gamma) b'' T_z^2 + \mu (1 + \gamma) \left( a'' + 0,9925 - 0,9925 \frac{1}{\rho} \right) T_z + \\ + 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) T_c - \frac{\xi h_n}{M_b} - (a' - b'T_c) T_c - \gamma (a'' - b''T_c) T_c = 0. \end{aligned}$$

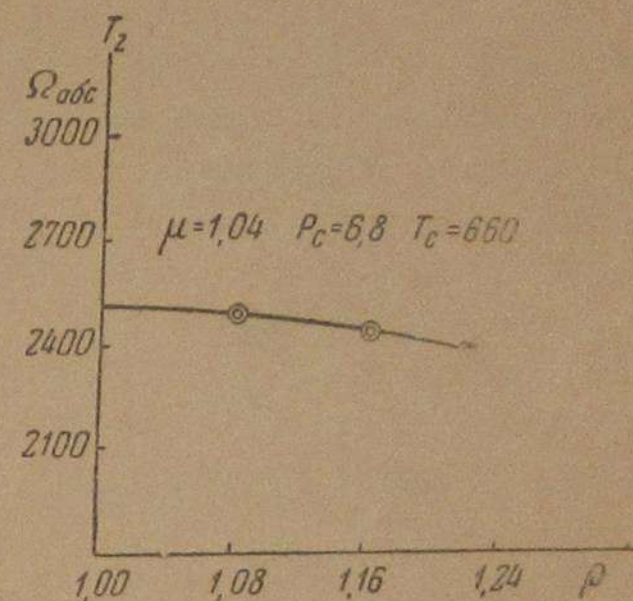


Рис. 14.



Отсюда

$$T_z^2 + \frac{1}{b''} \left( a'' + 0,9925 - 0,9925 \frac{1}{\rho} \right) T_z + \frac{1}{\mu b'' (1 + \gamma)} \left[ 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) T_c - \frac{\xi h_n}{M_b} - (a' + b' T_c) T_c - \gamma (a'' + b'' T_c) T_c \right] = 0.$$

Тогда

$$T_z = - \frac{1}{2b''} \left( a'' + 0,9925 - 0,9925 \frac{1}{\rho} \right) + \sqrt{\frac{\left( a'' + 0,9925 \frac{\rho - 1}{\rho} \right)^2}{4 (b'')^2} - \frac{1}{\mu b'' (1 + \gamma)} \left[ 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) T_c - \frac{\xi h_n}{M_b} - (a' + b' T_c) T_c - \gamma (a'' + b'' T_c) T_c \right]} \quad (XI)$$

Из уравнения (XI) получим:

$$\frac{dT}{d\rho} = - \frac{1}{2b''} \cdot 0,9925 \frac{1}{\rho^2} + \frac{1}{4 (b'')^2} \left( 2a'' \cdot 0,9925 \frac{1}{\rho^2} + 2 \cdot 0,9925^2 \frac{1}{\rho^3} - 2 \cdot 0,9925^3 \frac{1}{\rho^4} \right) - \frac{1}{\mu b'' (1 + \gamma)} \cdot 0,9925 (1 + \gamma) T_c + \frac{2 \sqrt{\frac{\left( a'' + 0,9925 \frac{\rho - 1}{\rho} \right)^2}{4 (b'')^2} - \frac{1}{\mu b'' (1 + \gamma)} \left[ 0,9925 (1 + \gamma) (\rho - 1) T_c - \frac{\xi h_n}{M_b} - (a' + b' T_c) T_c - \gamma (a'' + b'' T_c) T_c \right]}}{\dots} \quad (XII)$$

Подсчеты уравнения (XII) при различных значениях  $\rho$  дают значение первой производной  $\frac{dT}{d\rho}$  отрицательное, т. е.

$$\frac{dT}{d\rho} < 0,$$

что отвечает падению кривой температур  $T_z$  (см. рис. 14) с увеличением  $\rho$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Вышеизложенная теория „общего цикла“, его тепловой расчет дают возможность получить более точные значения максимального давления вспышки. Так, согласно табл. 1, вместо  $P_z = 27,2 \text{ атм}$  по данным цикла Отто, на основании „общего цикла“ при  $\rho = 1,17$ , часто встречающемся в практике, величина  $P_z$  получилась  $22,8 \text{ атм}$ ; в случае  $\rho = 1,25$  значение  $P_z = 21,0 \text{ атм}$ , вместо  $27,2 \text{ атм}$ , по циклу Отто ( $V = \text{const}$ ). Такими колебаниями столь ответственной расчетной величины  $P_z$  пренебрегать нельзя, и „общий цикл“ с его тепловым расчетом,

по нашему мнению, есть своевременный ответ на поставленный техникой вопрос об уточнении расчетов в целях облегчения конструкций, в целях экономии металло материалов, в целях увеличения полезной грузоподъемности авиа- и автомашин.

Существенно важно отметить, что наибольшие отклонения линии горения (цикл общий) от линии постоянного объема (цикл Отто) особенно сильно сказываются на величине  $P_z$  (см. рис. 13 и табл. 1).

С увеличением отклонения линии горения от линии постоянного объема падение величины  $P_z$  замедляется (см. рис. 13).

Небольшое замедление горения, имеющее место даже у тихоходных двигателей, также сильно сказывается на величине  $P_z$  и на расчетах двигателя. Поэтому и при малых отклонениях линии горения от линии постоянного объема тепловой расчет нужно вести по „общему циклу“, а не по циклу Отто.

2. Тепловой расчет по „общему циклу“ дает более точные значения температур  $T_z$ . Согласно „общему циклу“, при  $\rho = 1,25$  температура  $T_z$  меньше температуры при  $\rho = 1$  (цикл Отто) на  $97^\circ$  (см. табл. 1), что имеет существенное значение при расчете температурных напряжений и при расчете теплопередачи, когда температура учитывается как величина 4-й степени ( $T^4$ )<sup>1</sup>, когда следовательно незначительная неточность температур сильно отражается на результате расчета.

Отмеченные в табл. 1 колебания температур не противоречат практике, точно так же, как не противоречат практике и колебания значений  $P_z$ , наоборот, практика эти величины подтверждает; к тому же  $T_z$  и  $P_z$  между собой тесно связаны (см. уравнение V) и одна величина ( $T_z$ ) подтверждает величину другую ( $P_z$ ) и наоборот.

3. Как видно из вышеизложенного, существующие циклы Отто, Дизеля и Сабатэ действительно суть частные случаи особого цикла — „цикла общего“.

4. Предложенный „общий цикл“ двигателей внутреннего сгорания не только обобщает существующие циклы, но в то же время их и дополняет, обнимая собой более сложные процессы рабочих циклов, процессы сообщения тепла при одновременно меняющемся объеме и давлении.

5. Наличие „общего цикла“ упрощает и в то же время уточняет анализ термодинамических явлений двигателей внутреннего сгорания, что существенно важно.

6. Попутно, при выводе уравнения горения „общего цикла“, мною оригинально установлена зависимость между  $\mu$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $T_z$ ,  $T_c$ , т. е. что

$$\lambda = \frac{1}{\rho} \mu \frac{T_z}{T_c}.$$

Эта зависимость, как известно, впервые была установлена проф. Мазингом.

<sup>1</sup> Проф. Брилинг Н. Р., Исследование рабочего процесса и теплопередачи.



### ТЕРМИЧЕСКИЙ КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

„Общий цикл“ двигателей внутреннего сгорания имеет свой термический коэффициент полезного действия. Из выражения этого термического коэффициента полезного действия „общего цикла“ можно будет получить выражение термического коэффициента полезного действия циклов Сабатэ, Отто, Дизеля, стоит только соответствующим параметрам придать определенное частное значение.

Положительное решение поставленной задачи, т. е. полученное аналитическое выражение коэффициента полезного действия, даст возможность оценить „общий цикл“ двигателей внутреннего сгорания в отношении степени его экономичности; в таком случае „общий цикл“ двигателей внутреннего сгорания можно будет сравнивать с производными от него циклами, т. е., с циклами: Отто, Дизеля, Сабатэ, что необходимо для завершения теории „общего цикла“ для решения соответствующих практических вопросов, связанных с „общим циклом“.

#### „Общий рабочий цикл“

Коэффициент полезного действия „общего цикла“ двигателей внутреннего сгорания

Термический коэффициент полезного действия для данного цикла

$$\eta_t = \frac{Q_{c-z} - Q_{b-a}}{Q_{c-z}},$$

или вообще

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}.$$

Здесь:  $Q_{c-z} = Q_1$  — тепло, подведенное на линии горения,  
 $Q_{b-a} = Q_2$  — тепло, отданное холодному источнику, на линии  $b-a$ .

Как уже указывалось в разделе I (определение тепла  $Q$ , сообщенного рабочему телу при изобаро-изохорическом процессе)

$$Q = C_v(T_z - T_c) + (C_p - C_v)T_c \times \\ \times \left(0,5\lambda\rho + \frac{0,5\lambda\rho}{n} - 0,5\lambda - \frac{0,5\lambda}{n} + 0,5\rho - \frac{0,5\rho}{n} - 0,5 + \frac{0,5}{n}\right)$$

или

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

На основании уравнения (31) получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_v(T_z - T_c) + (C_p - C_v)T_c \left(0,5\lambda\rho + \frac{0,5\lambda\rho}{n} - 0,5\lambda - \frac{0,5\lambda}{n} + 0,5\rho - \frac{0,5\rho}{n} - 0,5 + \frac{0,5}{n}\right)};$$

$$C_p - C_v = C_v(k - 1),$$

тогда

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c + (k - 1)T_c \left(0,5\lambda\rho + \frac{0,5\lambda\rho}{n} - 0,5\lambda - \frac{0,5\lambda}{n} + 0,5\rho - \frac{0,5\rho}{n} - 0,5 + \frac{0,5}{n}\right)}. \quad (50)$$

Выразим  $T_c$ ,  $T_z$ ,  $T_b$  через  $T_a$ .

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}; \quad T_z = T_c \lambda \rho = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1}.$$

Для определения  $T_b$  имеем:

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{k-1};$$

но

$$\frac{V_z}{V_a} = \frac{\left(\frac{V_z}{V_c}\right)}{\left(\frac{V_a}{V_c}\right)} = \frac{\rho}{\varepsilon},$$

тогда

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1}; \quad T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1},$$

т. е.

$$T_b = \frac{T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1} \cdot \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_a \lambda \rho^k.$$

Подставляя в уравнение (50) полученные значения  $T_c$ ,  $T_z$ ,  $T_b$  и сокращая, получим термический коэффициент полезного действия „общего цикла“ в функции  $\varepsilon$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$  и  $n$  — числа членов ряда, именно:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda \rho \varepsilon^{k-1} - \varepsilon^{k-1} + (k-1) \varepsilon^{k-1} \left(0,5\lambda\rho + \frac{0,5\lambda\rho}{n} - 0,5\lambda - \frac{0,5\lambda}{n} + 0,5\rho - \frac{0,5\rho}{n} - 0,5 + \frac{0,5}{n}\right)} = \\ = 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1} \left[\lambda\rho - 1 + 0,5(k-1) \left(\lambda\rho + \frac{\lambda\rho}{n} - \lambda - \frac{\lambda}{n} + \rho - \frac{\rho}{n} - 1 + \frac{1}{n}\right)\right]}. \quad (51)$$

Выражение (51) и есть выражение термического коэффициента полезного действия „общего цикла“ двигателя внутреннего сгорания в зависимости от числа членов ряда  $n$ .

Принимая число  $n = \infty$ , получим предельное значение термического коэффициента „общего цикла“, т. е.:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(\lambda \rho - \lambda + \rho - 1)}. \quad (52)$$

Из выражения коэффициента полезного действия „общего цикла“ [уравнения (51) и (52)] можно получить выражения коэффициентов полезного действия циклов Сабатэ, Отто, Дизеля.



### Термический коэффициент полезного действия цикла Сабатэ

Коэффициент полезного действия цикла Сабатэ получится при  $n = 1$ .  
Полагая в уравнении (51)  $n = 1$ , для цикла Сабатэ получим:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1} [\lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(2\lambda\rho - 2\lambda)]} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda \rho - 1 + (k-1)(\lambda \rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda \rho - 1 + k\lambda(\rho - 1) - \lambda(\rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \end{aligned} \quad (53)$$

### Термический коэффициент полезного действия цикла Отто

Полагая в уравнении (52)  $\rho = 1$ , получим  $\eta_t$  для цикла Отто:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (54)$$

### Термический коэффициент полезного действия цикла Дизеля

Полагая в уравнении (52)  $\lambda = 1$ , получим  $\eta_t$  для цикла Дизеля:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{\rho - 1 + (k-1)(\rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{\rho - 1 + k(\rho - 1) - (\rho - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)}. \end{aligned} \quad (55)$$

Термический коэффициент полезного действия „общего цикла“ для случая раннего зажигания рабочей смеси (рис. 15)

Для данного случая цикл представлен контуром:

$$a - c - c' - z - b - a.$$

Поэтому

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{b-a}}{Q_{c-c'-z}} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (56)$$

Здесь

$$Q_2 = C_v(T_b - T_a). \quad (57)$$

Примем обозначения:

$$Q_1 = Q_{c-c'} + Q_{c'-z} = (Q_1)_1 + (Q_1)_2, \quad (58)$$

но  $(Q_1)_1 = C_v(T_{c'} - T_c)$ .  
По аналогии с уравнениями (3) и (5) и на основании уравнения (31)

$$(Q_1)_2 = C_v(T_z - T_{c'}) + C_v(k-1)T_{c'} \cdot 0,5(\lambda_1 \rho - \lambda_1 + \rho - 1). \quad (59)$$

Уравнение (56), на основании уравнений (57), (58) и (59), переписывается

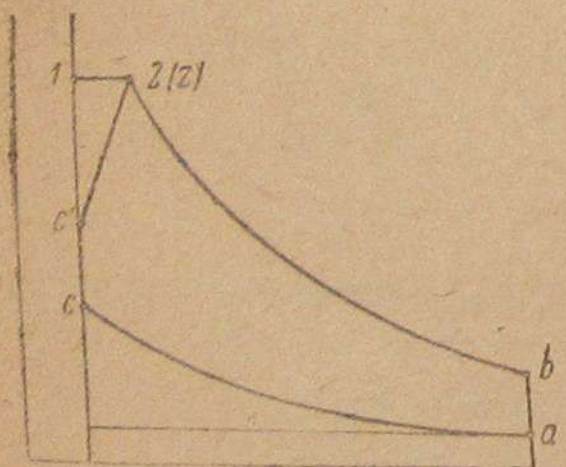


Рис. 15.

как:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{T_b - T_a}{(T_{c'} - T_c) + (T_z - T_{c'}) + (k-1)0,5 T_{c'} (\lambda_1 \rho - \lambda_1 + \rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{T_b - T_a}{(T_z - T_c) + (k-1)0,5 T_{c'} (\lambda_1 \rho - \lambda_1 + \rho - 1)}, \end{aligned} \quad (60)$$

но

$$\begin{aligned} T_c &= T_a \varepsilon^{k-1}; \\ T_{c'} &= T_c \lambda_{c'} = T_a \lambda_{c'} \varepsilon^{k-1}, \end{aligned}$$

(здесь мы пренебрегаем коэффициентом частного молекулярного изменения ввиду его малости)

$$T_z = T_{c'} \lambda_1 \rho = T_a \lambda_{c'} \lambda_1 \rho \varepsilon^{k-1} = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1}.$$

По предыдущему

$$T_b = T_a \lambda \rho^k.$$

Подставляя полученные значения  $T_c$ ,  $T_{c'}$ ,  $T_z$  и  $T_b$  в уравнение (60), получим для принятого цикла:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1} (\lambda_{c'} - 1) + \varepsilon^{k-1} (\lambda \rho - \lambda_{c'}) + \varepsilon^{k-1} (k-1) \cdot 0,5 \lambda_{c'} (\lambda_1 \rho - \lambda_1 + \rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{(\lambda_{c'} - 1) + (\lambda \rho - \lambda_{c'}) + 0,5 (k-1) \lambda_{c'} \left( \frac{\lambda \rho}{\lambda_{c'}} - \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} + \rho - 1 \right)}. \end{aligned} \quad (61)$$

В этом уравнении  $\lambda_{c'} = \frac{P_{c'}}{P_c}$  может быть заранее задано или его можно взять из индикаторной диаграммы, в зависимости от задания.

Уравнение (61) коэффициента полезного действия „общего цикла“ с ранним зажиганием позволяет получить выражение коэффициента полезного действия общего же цикла с более поздним зажиганием смеси, т. е., полагая в уравнении (61)  $\lambda_{c'} = 1$ , получим уже известное выше уравнение (52), а именно:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(\lambda \rho - \lambda + \rho - 1)}.$$

Отсюда, как это было изложено выше, можно получить:

$\eta_t$  для цикла Отто [уравнение (54)];  
 $\eta_t$  для цикла Дизеля [уравнение (55)].

Для получения в этом случае  $\eta_t$  для цикла Сабатэ (из „общего цикла“) нужно выражение  $\eta_t$  „общего цикла“ представить в функции числа членов ряда. Аналогично уравнению (61), здесь будем иметь:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \times \\ &\times \frac{\lambda \rho^{k-1}}{(\lambda_{c'} - 1) + (\lambda \rho - \lambda_{c'}) + 0,5(k-1) \lambda_{c'} \left( \frac{\lambda \rho}{\lambda_{c'}} + \frac{\lambda \rho}{\lambda_{c'} n} - \frac{\lambda}{\lambda_{c'}} - \frac{\lambda}{\lambda_{c'} n} + \rho - \frac{\rho}{n} - 1 + \frac{1}{n} \right)}. \end{aligned} \quad (62)$$



При  $\lambda_{c'} = 1$  из уравнения (62) получим уравнение (51), из которого при  $n = 1$  получим:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)},$$

что для цикла Сабатэ уже было дано выше [уравнение (53)].

Термический коэффициент полезного действия для случая, представленного на рис. 16.

Обозначения:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_4}{P_c}; & \rho &= \frac{V_z}{V_c} = \frac{V_4}{V_c}; \\ \lambda_2 &= \frac{P_2}{P_2} = \frac{P_4}{P_2}; & \rho_2 &= \frac{V_2}{V_2} = \frac{V_4}{V_2}; \\ \lambda_1 &= \frac{P_2}{P_{c'}}; & \rho_1 &= \frac{V_2}{V_{c'}} = \frac{V_2}{V_c}; \\ \lambda_{c'} &= \frac{P_{c'}}{P_c}. \end{aligned}$$

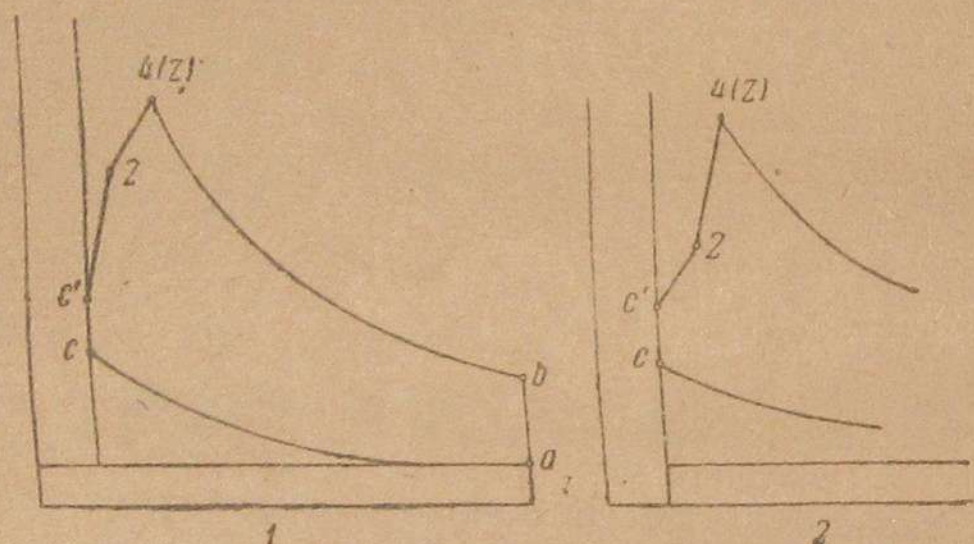


Рис. 16.

Для данного случая

$$Q_1 = (Q_1)_1 + (Q_1)_2 + (Q_1)_4. \quad (63)$$

Индексы 1, 2, 4 взяты применительно к точкам c', 2, 4 (рис. 16)

$$(Q_1)_1 = C_v(T_{c'} - T_c).$$

По аналогии с уравнением (59),

$$(Q_1)_2 = C_v(T_2 - T_{c'}) + C_v(k-1) \cdot 0,5 T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1).$$

В таком случае будем иметь:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{(Q_1)_1 + (Q_1)_2 + (Q_1)_4} = 1 - \frac{T_b - T_a}{(T_4 - T_c) + 0,5(k-1)[T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + T_2(\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1)]}. \quad (64)$$

Это уравнение (64) можно упростить, выразив температуры  $T_b$ ,  $T_{c'}$ ,  $T_4$ ,  $T_2$  через  $T_a$ , через степень сжатия  $\varepsilon$ , через  $\lambda$ , через  $\rho$ .

В случае совпадения точки 4 с точкой 2 (см. рис. 16) получим случай предыдущий (см. рис. 15). При этом выражение (60) получится из уравнения (63), стоит только принять

$$\lambda_2 = 1; \quad \rho_2 = 1;$$

$\rho_1$  в этом случае будет равно  $\rho$ ;

$$T_4 = T_2 = T_z.$$

Термический коэффициент полезного действия для случая, представленного на рис. 17

Примем обозначения:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{P_z}{P_c} = \frac{P_6}{P_c}; & \rho &= \frac{V_z}{V_c} = \frac{V_6}{V_c}; \\ \lambda_4 &= \frac{P_z}{P_4} = \frac{P_6}{P_4}; & \rho_4 &= \frac{V_z}{V_4} = \frac{V_6}{V_4}; \\ \lambda_2 &= \frac{P_4}{P_2}; & \rho_2 &= \frac{V_4}{V_2}; \\ \lambda_1 &= \frac{P_2}{P_{c'}}; & \rho_1 &= \frac{V_2}{V_{c'}} = \frac{V_2}{V_c}; \\ \lambda_{c'} &= \frac{P_{c'}}{P_c}. \end{aligned}$$

Общее количество подведенного тепла, по аналогии с уравнением (63), будет:

$$Q_1 = (Q_1)_1 + (Q_1)_2 + (Q_1)_4 + (Q_1)_6. \quad (65)$$

Здесь:

$$(Q_1)_1 = C_v(T_{c'} - T_c).$$

По аналогии с уравнением (59):

$$(Q_1)_2 = C_v(T_2 - T_{c'}) + C_v(k-1) \cdot 0,5 T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1);$$

$$(Q_1)_4 = C_v(T_4 - T_2) + C_v(k-1) \cdot 0,5 T_2(\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1);$$

$$(Q_1)_6 = C_v(T_z - T_4) + C_v(k-1) \cdot 0,5 T_4(\lambda_4 \rho_4 - \lambda_4 + \rho_4 - 1).$$

Отсюда

$$\eta_{it} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{(Q_1)_1 + (Q_1)_2 + (Q_1)_4 + (Q_1)_6}. \quad (66)$$

Здесь

$$Q_2 = C_v(T_b - T_a).$$

Подставив в уравнение (66) значения:

$$(Q_1)_1, (Q_1)_2, (Q_1)_4, (Q_1)_6$$

и сделав упрощения, получим:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{T_b - T_a}{(T_2 - T_c) + 0,5(k-1)[T_{c'}(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + T_2(\lambda_2 \rho_2 - \lambda_2 + \rho_2 - 1) + T_4(\lambda_4 \rho_4 - \lambda_4 + \rho_4 - 1)]}. \quad (67)$$

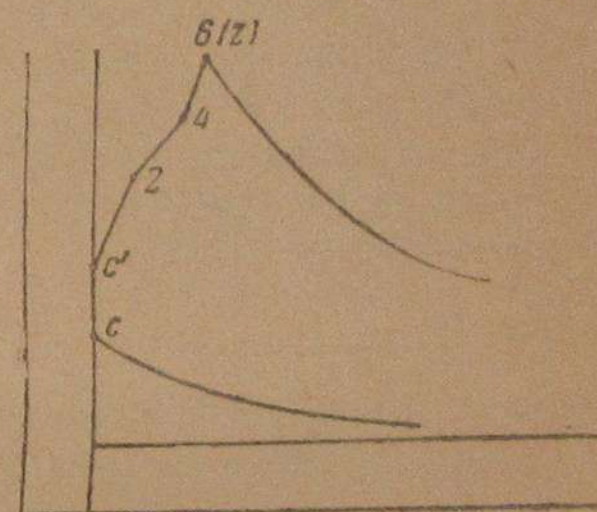


Рис. 17.



При совпадении точки *b* (см. рис. 17) с точкой *4* получим случай, данный на рис. 16, при этом нужно положить:

$$\lambda_4 = 1; \quad \rho_4 = 1; \\ T_6 = T_4 = T_z.$$

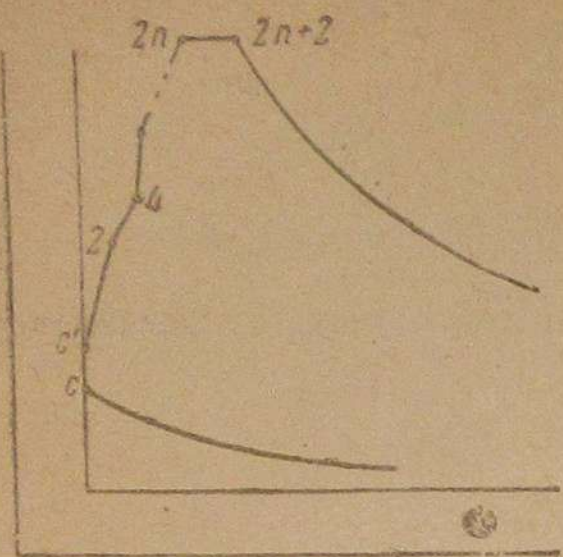


Рис. 18.

Тогда уравнение (67) превратится в уравнение (64), в чем нетрудно убедиться. На основании уравнений (60), (64) и (67) выясняется закон образования выражения для  $\eta_t$  в случае сообщения тепла  $Q$  по закону ломаной, состоящей из произвольного числа отрезков прямых, отклоняющихся от линии постоянного объема, как это например показано на рис. 18.

Для этого случая уравнение (65) представится в следующем виде:

$$Q_1 = (Q_1)_1 + (Q_1)_2 + (Q_1)_4 + (Q_1)_6 + \dots + \\ + (Q_1)_{2m-2} + (Q_1)_{2m} + (Q_1)_{2m+2}. \quad (68)$$

Здесь индексы 1, 2, 4, 6 и т. д. взяты в соответствии с узловыми точками:  $c'$ , 2, 4, 6 и т. д., как это например отмечено на рис. 17.

По аналогии с уравнением (67) на основании уравнения (68) можно дать следующее выражение для  $\eta_t$ , когда число отрезков прямых взято произвольным, именно:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{(T_z - T_c) + 0,5(k-1)[T_c(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \sum_{m=0}^m T_{2m}(\lambda_{2m} \rho_{2m} - \lambda_{2m} + \rho_{2m} - 1)]}. \quad (69)$$

Здесь индекс  $m$  пробегает значения:

$$0; 0, 1; 0, 1, 2; 0, 1, 2, 3; 0, 1, 2, 3, 4; \dots 0, 1, 2, 3, 4 \dots m$$

в зависимости от числа точек перелома прямой, по закону которой сообщается тепло. Так, например, чтобы получить выражение термического к. п. д. для случая, представленного на рис. 17, т. е. для случая трех отклоняющихся отрезков и двух точек перелома, в уравнении (69) индексу  $m$  нужно дать последовательно значения: 0, 1, 2, в результате чего получим найденное выше уравнение (67).

Вообще для  $m$  точек перелома последний член числовой последовательности: 0, 1, 2, 3, 4 и т. д., которую пробегает индекс, будет  $m$ .

Минимальное число отрезков, отклоняющихся от линии постоянного объема, — единица, точек перелома — нуль (рис. 15), и в этом случае останется один член числовой последовательности, т. е. нуль, при этом из уравнения (69) получим уравнение (60), так как  $T_{2m} = T_{2,0} = T_0$ ;

$$1 \text{ и } T_0 \text{ условимся считать равным } 0, \text{ тогда } \sum_{m=0}^m = 0.$$

В случае, если один из отрезков прямой сообщения тепла принимает направление, параллельное оси абсцисс (рис. 18, отрезок  $2_n - 2_{n+2}$ ), в знаменателе общего выражения термического к. п. д. (69) нужно будет приписать слагаемое:

$$k(T_{2n+2} - T_{2n}). \quad (70)$$

Здесь  $k$  — показатель политропы.

Выражение (70) получилось из зависимости:

$$C_p(T_{2n+2} - T_{2n}) = C_v k(T_{2n+2} - T_{2n});$$

на множитель  $C_v$  окончательное уравнение термического к. п. д. нами выше было сокращено [см. например уравнение (50)], поэтому в знаменателе к. п. д., в виде слагаемого, войдет выражение (70), т. е. для этого случая термический к. п. д. будет:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c + 0,5(k-1)[T_c(\lambda_1 \rho_1 - \lambda_1 + \rho_1 - 1) + \dots + \sum_{m=0}^{m=1,2,3,\dots} T_{2m}(\lambda_{2m} \rho_{2m} - \lambda_{2m} + \rho_{2m} - 1)] + k(T_{2n+2} - T_{2n})}. \quad (71)$$

Надо иметь в виду, что вообще в уравнении термического к. п. д.  $T_z = T_{2n}$ , поэтому в уравнении (71)  $T_z$ , равное  $T_{2n}$ , и  $(-kT_{2n})$  можно было бы объединить; однако, чтобы уравнение (71) не потеряло свойства общности, этого упрощения мы делать не будем.

Максимальная температура в уравнении (71) будет  $T_{2n+2}$ , а потому, согласно принятым обозначениям:

$$T_{2n+2} = T_z.$$

Отметим здесь особо, что в уравнении (71) индекс  $m$  относится только к сумме  $[\Sigma]$ ; индекс же  $n$  регистрирует число отклоняющихся отрезков прямой на линии сообщения тепла, как это выше всюду принималось.

В уравнениях (69), (71), (67) и т. п. значение всех  $\lambda$  и всех  $\rho$  должно быть задано, должно быть известно, так как значениями  $\lambda$  и  $\rho$  определяется закон сообщения тепла, определяется конфигурация ломаной, как это представлено например на рис. 16 или 17.

По заданным значениям:  $\rho, \rho_{1,2}, \dots, \lambda, \lambda_{1,2}, \dots, T_c$  можно определить температуры  $T_z, T_c'$ , входящие в знаменатель уравнения термического к. п. д.

Мы рассмотрели термический к. п. д. для случая сообщения тепла рабочему телу по закону ломаной. В случае сообщения тепла по закону кривой последняя, с достаточной для практики точностью, может быть заменена ломаной с большим числом отрезков прямых, опирающихся своими концами на заданную кривую или ее касающихся. Поэтому, в случае сообщения тепла по закону кривой, что часто встречается на практике, уравнения (69), (71) и т. п. могут быть с успехом использованы для определения термического к. п. д.

Если бы сообщение тепла протекало по закону какой-либо кривой, заданной соответствующим уравнением, для определения термического



к. п. д. [уравнения (69), (71)], то можно было бы попытаться их преобразовать и перейти к пределу, когда индекс  $m$  пробегает все значения от нуля до бесконечности.

### Анализ коэффициента полезного действия „общего цикла“

Сравним два крайних случая:

1) когда число членов ряда  $n=1$  [см. уравнение (51)], т. е. случай цикла Сабатэ.

2) когда число членов ряда  $n=\infty$  („общий цикл“) [см. уравнение (52)].

Для первого случая термический к. п. д., по уравнению (53), будет:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \quad (53 \text{ bis})$$

Для второго случая [см. уравнение (52)]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(\lambda \rho - \lambda + \rho - 1)}. \quad (52 \text{ bis})$$

Покажем справедливость следующего неравенства выражений, входящих в знаменатель уравнений (53 bis) и (52 bis).

$$\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) > \lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(\lambda \rho - \lambda + \rho - 1). \quad (72)$$

Действительно, из неравенства (72) имеем:

$$\begin{aligned} & \lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(\lambda \rho - \lambda + \rho - 1) = \\ & = \lambda \rho - 1 + 0,5(k-1)(\rho - 1) + 0,5(k-1)(\rho - 1) = \\ & = \lambda \rho - 1 + 0,5k\lambda(\rho - 1) - 0,5\lambda(\rho - 1) + 0,5(k-1)(\rho - 1) = \\ & = \lambda \rho - 1 + 0,5(k\lambda - \lambda + k - 1)(\rho - 1). \end{aligned} \quad (73)$$

Тогда, по неравенству (72) и по уравнению (73),

$$\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) > \lambda \rho - 1 + 0,5(k\lambda - \lambda + k - 1)(\rho - 1).$$

Отсюда

$$k\lambda(\rho - 1) > \lambda \rho - \lambda + 0,5(k\lambda - \lambda + k - 1)(\rho - 1);$$

т. е.

$$k\lambda(\rho - 1) > \lambda(\rho - 1) + 0,5(k\lambda - \lambda + k - 1)(\rho - 1);$$

или

$$k\lambda > \lambda + 0,5(k\lambda - \lambda + k - 1);$$

поэтому

$$0,5k\lambda > 0,5\lambda + 0,5k - 0,5.$$

Следовательно:

$$k\lambda > \lambda + k - 1,$$

откуда

$$\lambda(k-1) > k-1.$$

Тогда  $\lambda > 1$ , что справедливо, следовательно справедливо и неравенство (72).

Отсюда вывод: при прочих равных условиях термический к. п. д. „общего цикла“ при  $n=1$  (цикл Сабатэ) больше термического к. п. д. „общего цикла“ в случае  $n=\infty$ .

Отсюда же следует, что двигатель, работающий по циклу, представленному в левой части рис. 16, будет работать экономичнее двига-

теля, осуществляющего цикл по рис. 15, так как первый цикл больше приближается к циклу Сабатэ.

$\varepsilon$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\lambda_c$  при этом, конечно, одинаковы.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Мы получили аналитическое выражение термического коэффициента полезного действия „общего цикла“. Причем из этого выражения, изменением соответствующих параметров, оказалось возможным получить аналитическое выражение термического коэффициента полезного действия циклов Отто, Дизеля и Сабатэ. Циклы Отто, Дизеля и Сабатэ суть следовательно частные циклы, частные случаи цикла общего, наглядно оправдавшего свое название. Это положение достаточно четко было нами выявлено при тепловом расчете „общего цикла“ с последующими из него выводами уравнений тепловых расчетов циклов частных: Отто, Дизеля, Сабатэ (см. тепловой расчет общего цикла).

Все это позволяет утверждать, что предложенный мной „общий цикл“ двигателя внутреннего сгорания есть цельное, стройное закономерное, новое научное положение на пути развития теории двигателей внутреннего сгорания и их практического применения.

Попутно с разрешением вопроса теплоиспользования при „общем цикле“, т. е. при определении термического коэффициента полезного действия, пришлось решить большой новый вопрос о количестве тепла, выделяемого за цикл на линии горения при одновременно меняющихся объеме и давлении. Здесь от бесконечного ряда нужно было перейти к предельному значению этого ряда в функции  $\rho$ ,  $\lambda$  и  $k$  уравнению функции  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $n$ .

Метод приближения к пределу оказался правильным методом, давшим хорошие результаты, отличающиеся своей простотой и в то же время общностью.

Полученные уравнения дали возможность решить вопрос об аналитическом, удобном для практики, выражении термического к. п. д. „общего цикла“.

Решение вопроса о сообщении тепла на линии переменного объема и давления одновременно в зависимости от  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $n$  есть, по нашему мнению, ценный вклад в теорию двигателя внутреннего сгорания вообще и особенно в техническую термодинамику.

Анализ термического к. п. д. общего цикла с несомненной ясностью привел к выводу, что „общий цикл“ менее экономичен по сравнению с циклом Сабатэ при одном и том же  $\rho$ , тем более „общий цикл“ уступает по экономичности циклу Отто.

Этого и нужно было ожидать, так как у цикла Сабатэ и особенно у цикла Отто при верхнем мертвом положении поршня больше сгорает топлива, чем в случае „цикла общего“.

Следовательно в отношении экономичности место „общего цикла“ среди других производных от него циклов (Отто, Дизеля, Сабатэ) в предложенном труде вполне определено.



## СОДЕРЖАНИЕ

### ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ

Москвин П. П. — Зависимость работы автотракторных газогенераторов от свойств дровяного топлива . . . . .	3
Тихонов А. Ф. и Михайловский Ю. В. — Результаты испытаний газогенераторных тракторов ЧТЗ на летней лесовывозке . . . . .	17
Згура В. Н. — Зимние испытания угольных газогенераторных автомобилей . . . . .	35
Прощаков Б. П. — Транспортные газогенераторы на антраците . . . . .	57
Клейнерман Ю. А. — Теоретические и практические исследования работы двигателей на генераторном газе . . . . .	66

### ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Егоров И. М. — Экспериментальные установки и исследования воздушного охлаждения двигателей . . . . .	140
Егоров И. М. — Расчет системы воздушного охлаждения двигателей внутреннего сгорания . . . . .	153

### ЭНЕРГЕТИКА

Конев Б. Ф. и Воронин Д. С. — К вопросу о применении опрокинутого карбюратора на двигателе ЗИС-5 . . . . .	171
Петровский Н. В. — О величине коэффициента теплоотдачи от воздуха к топливной капле в камере горения дизельного двигателя . . . . .	183
Петровский Н. В. — Испарение топлива перед его самовоспламенением в дизельном двигателе . . . . .	192
Олейник И. Н. — Непосредственный впрыск в цилиндр легкого топлива в моторах, работающих с зажиганием от искры (без применения карбюратора) . . . . .	201
Пташинский И. А. — Определение температур расслоения спирто-бензиновых смесей по водяному допуску . . . . .	218

### ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Константинов В. А. — Общий рабочий цикл двигателей внутреннего сгорания . . . . .	225
---	-----

Редактор *Б. С. Берзин.* Зав. корр. *А. Лелюхин.* Техред *Е. Петровский*  
Уполн. Главлита Б-36596. Издат. № 50. Заказ № 2165. К-03.  
Формат 60×92<sup>1</sup>/<sub>10</sub>. Печ. л. 19<sup>1</sup>/<sub>10</sub>. У.-а. л. 26,21.  
Колич. л. в 1 п. л. 54449. Тираж 3000.  
Сдано в производство 27/IV 1938 г. Подписано к печати 19/X 1938 г. Цена 9 руб.

Набрано и матрицировано в 1-й Образцовой типографии Огиза РСФСР треста «Полиграфкнига»  
Москва, Вадовая, 28. Отпечатано с матриц в тип. «Дер Эмес», Москва, Покровка, 9. Зак. 1947.