

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н. Э. БАУМАНА

КАФЕДРА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

9 265  
438

ОБЯЗАТЕЛЬНО  
КОНТРОЛЬНЫЙ  
31.10.46

# ПЕРЕВОД ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

Под общей редакцией  
д-ра техн. наук проф.  
Д. Н. ВЫРУБОВА

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
Москва 1946

9 265  
 438

ОБЯЗАТЕЛЬНО  
 К. И. Р. И. Н. И. И.  
 31.11.46

# ПЕРЕВОД ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

## О П Е Ч А Т К И

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
31	6-я снизу	$P_r^{0,33}$	$P_{r_f}^{0,33}$	Тип.
91	13-я снизу	автоматического ручного	автоматического и ручного	Авт.
126	7-я сверху 1-й столбец	$P'_i$	$P_i$	"
127	7-я сверху 24-й столбец	$P'_i$	$P_i$	"
160	5-я снизу	В первом опыте	Во втором опыте	"
160	3-я снизу	Во втором опыте	В первом опыте	"
185	8-я снизу	$T_z$	$T_r$	"
189	8-я сверху	$T_o$	$T'_o$	Тип.

К сборнику МВТУ „Перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо“.  
 Под редакцией проф. Вырубова Д. Н. Зак. 2263.

Настоящая книга является сборником научно-исследовательских и проектных работ кафедры двигателей внутреннего сгорания Московского высшего технического училища им. Баумана, проведенных в период 1941—1943 гг. по заданиям НКВ, НКТМ и других наркоматов, и имеет целью освещение теоретических и практических вопросов перевода двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо.

Государственная  
библиотека СССР  
им. В. И. ЛЕНИНА

№ 37534

Памяти заслуженного деятеля  
науки и техники доктора техниче-  
ских наук профессора

Евгения Карловича МАЗИНГА

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Проблемы экономии топлива, и в особенности топлива жидкого, всегда занимали одно из основных мест в тематике научно-исследовательских работ кафедры двигателей внутреннего сгорания МВТУ.

Быстрое развитие автотранспорта и тракторного парка во второй и третьей пятилетках, а также требования укрепления обороны страны обусловили еще задолго до начала Отечественной войны проведение ряда научно-исследовательских работ, имевших своей целью выявление возможностей замены жидкого топлива газообразным, повышения мощности и экономичности газовых двигателей и изыскания новых конструкций газовых двигателей внутреннего сгорания.

Следует отметить, что в предвоенный период газовые и газогенераторные двигатели по целому ряду причин играли совершенно незначительную роль в силовом аппарате Союза, в то время как мощность двигателей жидкого топлива (стационарных и судовых) составляла около 20% от мощности всех первичных двигателей. Количество же моторного топлива, расходуемого этими двигателями внутреннего сгорания, достигало в предвоенные годы примерно 2 млн. т при острodefицитном топливном балансе.

В период Отечественной войны проблема топливоснабжения еще более обострилась в связи с транспортными трудностями, с одной стороны, и с еще более возросшей необходимостью строжайшей экономии жидкого топлива для целей обороны — с другой. В этот период кафедра двигателей внутреннего сгорания целиком переключилась на работы, связанные с заменой жидкого топлива газообразным, получаемым путем газификации местных горючих, прорабатывая вопросы перевода двигателей с жидкого топлива на газ, вопросы теории, проектирования и постройки газогенераторов и газоочистительных устройств как для двигателей внутреннего сгорания, так и металлургических печей.

Экономический эффект перевода двигателей внутреннего сгорания на газ определяется тем, что каждая установленная лошадиная сила мощности двигателя, переведенного на газ, дает материальную экономию жидкого горючего от 400 до 700 кг в год (в зависимости от метода перевода) в дополнение к неизмеримо большему эффекту в результате ликвидации простоев из-за перебоев снабжения горючим и разгрузки транспорта благодаря работе на местном топливе.

Наряду с этим предложенное кафедрой двигателей внутреннего сгорания применение газогенераторов обращенного процесса для металлургических печей обуславливает снижение расходов топлива до 25% при одновременном значительном упрощении газоочистительных устройств, что в свою очередь определяет экономию ряда дефицитных материалов и сокращение сроков строительства установок.

Настоящая книга является сборником научно-исследовательских и проектных работ кафедры двигателей внутреннего сгорания Московского высшего технического училища им. Баумана, проведенных в период 1941—1943 гг. по заданиям НКВ, НКТМ и других наркоматов.

Сборник посвящен памяти покойного заведующего кафедрой ДВС, заслуженного деятеля науки и техники, доктора технических наук, профессора Е. К. Мазинг, под руководством которого были выполнены публикуемые работы.

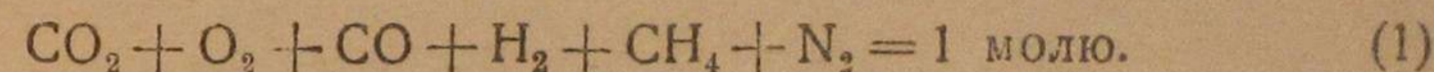
Сентябрь 1944 г.

Д. ВЫРУБОВ

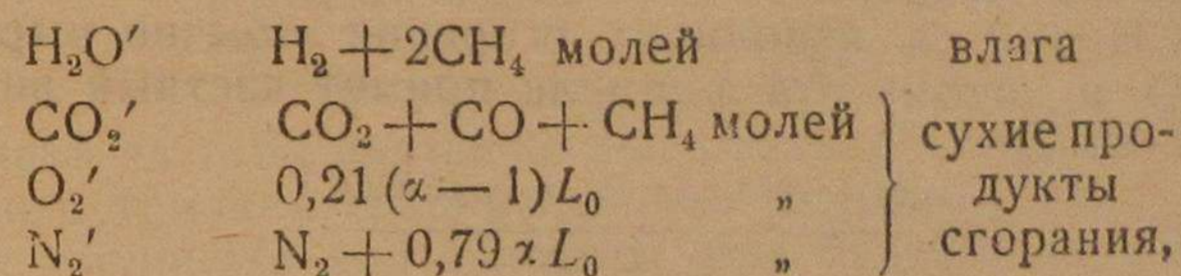
Е. К. МАЗИНГ

## СИЛОВОЙ ГАЗ КАК ПРОДУКТ НЕПОЛНОГО СГОРАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Силовой газ можно рассматривать как продукт неполного сгорания твердого топлива, причем  $SO_2$  и  $SO_3$ , получающиеся при сгорании  $S$  топлива в газогенераторе, обычно поглощаются водой скрубера<sup>1</sup> и потому в состав силового газа, поступающего в двигатель, не входят. Поэтому принимаем, что состав силового газа будет:



При полном сгорании этого газа в двигателе (или котле) абсолютное количество продуктов сгорания будет:



где  $L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха в молях на 1 моль сжигаемого газа.

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + 2CH_4 - O_2 \right) \text{ молей,} \quad (2)$$

где состав газа — в долях 1 моля.

Количество сухих продуктов сгорания будет:

$$CO_2 + CO + CH_4 + N_2 + \left( \frac{\alpha}{0,21} - 1 \right) \left( \frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + 2CH_4 - O_2 \right) \text{ молей.} \quad (3)$$

Содержание  $CO_2'$  в процентах объема сухих газов будет:

$$CO_2' = \frac{100 (CO_2 + CO + CH_4)}{CO_2 + CO + CH_4 + N_2 + \left( \frac{\alpha}{0,21} - 1 \right) \left( \frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + 2CH_4 - O_2 \right)} \quad (4)$$

<sup>1</sup> Поглощение  $SO_2$  водой в несколько раз превосходит поглощение водой  $CO_2$ .

Максимальное количество  $CO_2'$  (при  $\alpha = 1$ ) будет:

$$\max CO_2' = \frac{100(CO_2 + CO + CH_4)}{CO_2 + CO + CH_4 + N_2 + 3,76\left(\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + 2CH_4 - O_2\right)} \quad (5)$$

Характеристика топлива, в данном случае газообразного, согласно определениям этого понятия, принятого в русской теплотехнической литературе:

$$\beta = \frac{21 - \max CO_2'}{\max CO_2'} = \left( \frac{21}{\max CO_2'} - 1 \right), \quad (6)$$

а потому после подстановки в него выведенного выше значения  $\max CO_2'$  получим:

$$\beta = \frac{0,21 N_2 - 0,79(CO_2 + O_2 + 0,5 CO - 0,5 H_2 - CH_4)}{CO_2 + CO + CH_4} \quad (7)$$

или, если подставить

$$N_2 = 100 - (CO_2 + O_2 + CO + H_2 + CH_4),$$

то

$$\beta = \frac{21 - (CO_2 + O_2 + 0,605 CO) + (0,185 H_2 + 0,58 CH_4)}{CO_2 + CO + CH_4} \quad (8)$$

В продуктах сгорания после двигателя (или котла) обычно  $H_2 = 0$  и  $CH_4 = 0$ , а неполнота сгорания обычно выражается в форме  $CO$ , и потому эта формула примет частный вид:

$$\beta = \frac{21 - (CO_2' + O_2' + 0,605 CO')}{CO_2' + CO'} \quad (9)$$

где  $CO_2'$ ,  $O_2'$  и  $CO'$  — в процентах объема сухих продуктов сгорания газа. Если  $\beta$  известно по составу силового газа, то  $CO'$  нет надобности определять анализом, так как оно может быть вычислено из этой формулы:

$$CO' = \frac{21 - \beta CO_2' - (CO_2' + O_2')}{0,605 + \beta} = \frac{21 - O_2' - (1 + \beta) CO_2'}{0,605 + \beta}, \quad (10)$$

т. е. получается известная котельная формула с той разницей, что вместо  $\beta$  первичного (твердого) топлива в ней фигурирует  $\beta$  силового газа.

При полном сгорании силового газа в двигателе (или котле)  $CO' = 0$  и потому получится:

$$\beta = \frac{21 - (CO_2' + O_2')}{CO_2'} = \frac{21 - \max CO_2'}{\max CO_2'}, \quad (11)$$

т. е. известная котельная формула, в которой только значение  $\beta$  соответствует силовому газу, а не первичному топливу. Надо заметить, что характеристика силового газа несколько отлична

от характеристики первичного топлива, сгорающего в газогенераторе:

$$\beta = \frac{3 \cdot 0,79}{C} \left( H + \frac{S - O}{8} \right), \quad (12)$$

вследствие того, что часть углерода топлива остается несгоревшей в золе и шлаке, а также уносится в форме сажи в скруббер. Кроме того, сера топлива, сгорая в газогенераторе в  $SO_2$  (и  $SO_3$ ), тоже уносится в скруббер, где и растворяется в воде. Таким образом значение  $\beta$  силового газа неизбежно отличается от значения  $\beta$  первичного (твердого) топлива.

Что касается значения  $\beta$  силового газа и значения  $\beta$  продуктов сгорания после двигателя, то принципиально они должны были бы быть одинаковыми, но практически они несколько отличаются друг от друга вследствие горения смазки в рабочем цилиндре двигателя, а именно в сторону увеличения  $\beta$  после двигателя, так как смазка как продукт перегонки нефти имеет значение  $\beta$  большее, чем твердое топливо, сгорающее в газогенераторе.

Согласно данным проф. К. В. Кирша значения  $\beta$  для различных топлив следующие:

углерод . . . . .	0
дрова березовые . . . . .	0,03
дрова сосновые . . . . .	0,04
торф . . . . .	0,06
бурый уголь . . . . .	0,09
антрацит . . . . .	0,05 — 0,10
каменный уголь . . . . .	0,12 — 0,14
мазут . . . . .	0,34
керосин . . . . .	0,41

Обращает на себя внимание значительно большее значение  $\beta$  для жидкого топлива сравнительно с твердым.

Баланс кислорода для силового газа будет:

$$O_2 + (1 + \beta) CO_2 + (0,605 + \beta) CO - (0,58 - \beta) CH_4 - 0,185 H_2 = 21\% \quad (13)$$

Для продуктов сгорания (после двигателя)

$$O_2 + (1 + \beta) CO_2 + (0,605 + \beta) CO' = 21\% \quad (14)$$

а если сгорание в двигателе полное, то

$$O_2 + (1 + \beta) CO_2 = 21\% \quad (15)$$

В тех случаях, когда газ получается за счет воздуха, обогащенного кислородом, как это, например, делается при получении подземгаза, то вместо 21% надо будет ввести в уравнение это новое содержание кислорода. В газете „Техника“ от 3/IV 1936 г. были опубликованы данные энергетического газа при подземной газификации, которые в среднем были следующие (в процентах) (табл. 1):

Таблица 1

$CO_2$	$O_2$	$CO$	$H_2$	$CH_4$	$N_2$
18,5	0,2	16,5	17,0	2,3	45,5

За неимением данных о характеристике газифицируемого топлива примем  $\beta = 0,06$ , т. е. как для грушевого кускового антрацита; тогда искомое содержание кислорода в обогащенном воздухе по приведенному выше уравнению будет:

$$\left. \begin{aligned} x &= 0,2 + 1,06 \cdot 18,5 + 0,665 \cdot 16,5 - \\ &- 0,52 \cdot 2,3 - 0,185 \cdot 17 = 26,44\% \end{aligned} \right\} (16)$$

Низшая (рабочая) теплотворность такого газа будет:

$$\left. \begin{aligned} Q_u &= 30,5 \cdot 16,5 + 25,7 \cdot 17 + 85,2 \cdot 2,3 = \\ &= 1136 \text{ кал/м}^3 (0^\circ, 760 \text{ мм рт. ст.}) \end{aligned} \right\} (17)$$

Это несколько меньше указанной в статье величины 1150—1200 кал/м<sup>3</sup>, что, вероятно, объясняется тем, что последняя относится к несколько иному составу подземгаза, чем это было принято как среднее для расчета.

Таким образом для подземгаза получаются данные анализа, лишь немного уступающие данным нормального силового газа из антрацита, получаемого в обыкновенном газогенераторе, питаемом обыкновенным воздухом ( $O_2 = 21\%$  по объему).

Значение коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  для генератора может быть определено из отношения абсолютных количеств составных частей газа:

$$\begin{aligned} CO_2 + CO + CH_4 \dots \frac{C}{12} \text{ молей;} \\ N_2 \dots 0,79 \alpha L_0 \text{ молей.} \end{aligned}$$

Из отношения этих величин получается формула:

$$\alpha = \frac{C \cdot N_2}{0,79 \cdot 12 \cdot L_0 (CO_2 + CO + CH_4)} \quad (18)$$

но так как  $L_0$  для твердого топлива будет

$$L_0 = \frac{C}{0,21 \cdot 12} \left( 1 + \frac{\beta}{0,79} \right) = \frac{C (0,79 + \beta)}{0,21 \cdot 12 \cdot 0,79} \quad (19)$$

то после подстановки получится

$$\alpha = \frac{0,21 N_2}{(0,79 + \beta)(CO_2 + CO + CH_4)} \quad (20)$$

В нижеследующей табл. 2 приведены данные анализа силового газа, полученные при испытании газогенераторной установки 700 сил, работавшей на антраците, имевшем  $Q_u = 6914$  кал/кг при  $\beta = 0,0505$ .

Характеристика силового газа  $\beta$  не является постоянной величиной, но меняется в зависимости от изменения свойств топлива: значение  $\beta$  больше при загрузке свежего топлива и уменьшается по мере его коксования в генераторе. Но даже средняя за опыт величина  $\beta = 0,0545$  больше, чем для первичного топлива (по анализу его)  $\beta = 0,0505$ . Данные анализа отработанных газов двигателя всех четырех рабочих цилиндров приводятся в табл. 3.

Таблица 2

	I	II	III	IV	V	Среднее
CO <sub>2</sub>	4,5	5,0	4,6	4,6	3,7	4,48
O <sub>2</sub>	0,7	0,8	0,8	0,3	0,1	0,54
CO	27,6	27,2	27,7	27,1	31,5	28,22
H <sub>2</sub>	12,2	13,0	10,6	12,2	13,7	12,34
CH <sub>4</sub>	1,2	1,4	0,7	1,5	0,8	1,12
N <sub>2</sub>	53,8	52,6	55,6	54,3	50,2	53,30
Q <sub>u</sub>	1258	1283	1178	1268	1381	1274
$\beta$	0,061	0,058	0,0364	0,082	0,032	0,0545
$\alpha$	0,399	0,388	0,428	0,384	0,357	0,392

Таблица 3

CO <sub>2</sub>				O <sub>2</sub>				CO			
I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
19,6	17,7	19,2	17,6	0,5	2,3	0,6	2,4	0	0	0	0
18,3	18,4	19,0	18,6	1,8	1,5	0,4	1,4	0	0	0	0
18,8	17,8	19,3	17,6	1,0	2,2	0,3	2,4	0	0	0,4	0
В среднем 18,5%				В среднем 1,4%				В среднем 0,1%			

Значение  $\beta$  для отработанных газов двигателя будет:

$$\beta = \frac{21 - (18,5 + 1,4 + 0,06)}{18,5 + 0,1} = 0,056,$$

тогда как для газа до сгорания было  $\beta = 0,0545$ .

Принимая во внимание горение смазки в цилиндрах двигателя, можно считать, что анализ силового газа хорошо увязывается с анализом отработанных газов двигателя. Средний коэффициент избытка воздуха в генераторе  $\alpha = 0,392$ . По той же формуле определяется коэффициент избытка воздуха всей системы (генератор + двигатель) относительно первичного (твердого) топлива, для чего в нее надо подставить значения  $N'_2$ ,  $CO'_2$  и  $CO'$  отработанных газов двигателя:

$$\alpha' = \frac{0,21 \cdot 80,0}{(0,79 + 0,056)(18,5 + 0,1)} = 1,067 \approx 1,07.$$

Что касается коэффициента избытка воздуха в двигателе относительно силового (рабочего) газа, то он определяется по формуле<sup>1</sup>:

$$\alpha'' = \frac{\alpha' - \alpha}{1 - \alpha} = \frac{1,07 - 0,392}{1 - 0,392} = 1,115, \quad (21)$$

т. е. избыток воздуха против теоретически необходимого для сжигания газа данного состава в среднем был 11,5% (порознь в цилиндре III он был меньше, вследствие чего наблюдалась неполнота сгорания в форме CO).

<sup>1</sup> См. написанное автором приложение к русскому переводу книги Гюльднера (изд. 1928 г.).

Заметим кстати, что значение  $\alpha'' \approx 1,1$  следует считать минимальным, обеспечивающим полное сгорание силового газа в двигателе.

Если соединить формулы (7) и (20), исключив  $\beta$ , то получим формулу для определения  $\alpha$  генератора, в которую входят лишь составные части газа:

$$\alpha = \frac{1}{1 + 3,76 \left[ \frac{0,5 (\text{CO} - \text{H}_2) + (2\text{CH}_4 - \text{O}_2)}{\text{N}_2} \right]} \quad (22)$$

Для  $\alpha'$  системы (генератор + двигатель) будет:

$$\alpha' = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}'_2 - 0,5\text{CO}'_2}{\text{N}'_2}} \quad (23)$$

где  $\text{O}'_2$ ,  $\text{CO}'_2$  и  $\text{N}'_2$  — анализ отработанных газов. Значение  $\text{CO}'_2$  может быть определено анализом. Для приведенного примера силового газа из антрацита к. п. д. газогенератора по формуле проф. Молье (дополненной проф. В. И. Гриневецким членом  $\text{CH}_4$ ) будет:

$$\eta = \frac{0,7 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2,17\text{CH}_4}{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} = \frac{0,7 \cdot 40,56 + 2,17 \cdot 1,12}{33,82} = 0,91. \quad (24)$$

Если применить эту формулу также к среднему анализу подземгаза, то получим:

$$\eta_0 = \frac{0,7 \cdot 33,5 + 2,17 \cdot 2,3}{37,3} = 0,765.$$

Таким образом подземгаз (в Горловке) с точки зрения газогенератора имеет к. п. д. более низкий, чем надземный газогенератор. Это может быть объяснено тем, что часть тепла тратится на прогрев окружающих масс топлива, а также впитыванием в них части горючих составных частей подземгаза (на что в статье в „Технике“ имеется указание).

Интересно сопоставить эффект работы силового газа из антрацита, полученного в обыкновенном газогенераторе и по методу подземгаза.

Таблица 4

	Силовой газ	Подземгаз
Теоретически необходимое количество воздуха $L_0, \text{м}^3/\text{м}^3$ газа . . . . .	1,048	1,017
Рабочая теплотворность 1 $\text{м}^3$ газа ( $0^\circ, 760 \text{ мм рт. ст.}$ )	1274	1136
Теплотворность 1 $\text{м}^3$ смеси газа с воздухом	622	563

Поскольку теплотворность смеси газа с теоретически необходимым количеством воздуха во втором случае меньше в пропорции  $563:622 = 0,905$ , т. е. на  $9,5\%$ , двигатель при подземгазе

должен развивать в такой же пропорции меньшую индикаторную мощность, чем при работе с надземным газогенератором на антраците. Таким образом уже теперь при всей новизне дела с подземгазом он способен обеспечить  $90\%$  мощности обыкновенного газового двигателя, работающего с надземным газогенератором. Если со временем удастся разрешить проблему подземгаза также для других видов твердого топлива, то перспективы применения газовых двигателей (и газовых турбин) возрастут необычайно.

Е. К. МАЗИНГ

### ЕСТЕСТВЕННЫЙ ГАЗ КАК ТОПЛИВО ДЛЯ ГАЗОМОТОРОВ

Как известно, естественный (натуральный) газ выделяется в огромных количествах во всех нефтяных районах и состоит почти исключительно из алифатических углеводородов парафинового ряда ( $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ ). Так, например, естественный газ Грозненского района по данным ВТИ имеет следующий состав (в сентябре 1933 г.) в процентах объема (табл. 1):

Таблица 1

$\text{CH}_4$	$\text{C}_2\text{H}_6$	$\text{C}_3\text{H}_8$	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	$\text{C}_5\text{H}_{12}$
58,2	7,4	19,1	12,6	2,7

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания газа такого состава будет:

$$L_0 = \frac{2\text{CH}_4 + 3,5\text{C}_2\text{H}_6 + 5\text{C}_3\text{H}_8 + 6,5\text{C}_4\text{H}_{10} + 8\text{C}_5\text{H}_{12}}{21} \text{ м}^3 \text{ на } 1 \text{ м}^3 \text{ газа}; \quad (1)$$

$$L_0 = \frac{116,4 + 25,9 + 95,5 + 81,9 + 21,6}{21} = 16,25 \text{ м}^3 \text{ на } 1 \text{ м}^3 \text{ газа.}$$

Максимальное содержание  $\text{CO}'_2$  в продуктах сгорания (при  $\alpha = 1$ ) в процентах объема сухих газов будет:

$$\max \text{CO}'_2 = \frac{100 (\text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12})}{\text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12} + 79L_0} \quad (2)$$

Подставив значение  $L_0$ , получим:

$$\max \text{CO}'_2 = \frac{100 (\text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + 3\text{C}_3\text{H}_8 + 4\text{C}_4\text{H}_{10} + 5\text{C}_5\text{H}_{12})}{8,52\text{CH}_4 + 15,16\text{C}_2\text{H}_6 + 21,8\text{C}_3\text{H}_8 + 28,44\text{C}_4\text{H}_{10} + 35,08\text{C}_5\text{H}_{12}} \quad (3)$$

Подставляя числа, соответствующие составу газа, получим:

$$\max \text{CO}'_2 = 13,15\%.$$

Характеристика газа как топлива получится:

$$\beta = \left( \frac{21}{\max \text{CO}'_2} - 1 \right) = (1,596 - 1) = 0,596.$$

Величина эта значительно превосходит характеристику жидкой нефти, где  $\beta \approx 0,355$  и  $\max CO_2' \approx 15,5\%$ .

Рабочая (низшая) теплотворность 1 м<sup>3</sup> газа такого состава:

$$Q_u = 85,2CH_4 + 151,6C_2H_6 + 218C_3H_8 + 284,4C_4H_{10} + 350,8C_5H_{12} \text{ кал}, \quad (4)$$

что для данного состава газа дает:

$$Q_u = 14775 \text{ кал/м}^3 (0^\circ, 760 \text{ мм рт. ст.}).$$

Рабочая теплотворность смеси газа с теоретически необходимым количеством воздуха (при  $\alpha = 1$ ) будет:

$$\frac{Q_u}{1 + L_0} = \frac{14775}{17,25} = 856 \text{ кал/м}^3 (0^\circ, 760 \text{ мм рт. ст.}). \quad (5)$$

В установке 700 сил, работающей на силовом газе из антрацита, эта цифра была лишь  $622 \text{ кал/м}^3$ <sup>1</sup>, а потому тот же двигатель при прочих равных условиях, работая на естественном газе данного состава, мог бы развить индикаторную мощность больше в  $856:622 = 1,375$  раза, т. е. на  $37,5\%$ , что дает эффективную мощность около 1000 л. с. (трение двигателя  $\approx 100$  л. с.).

При принятых значениях теплотворности составных частей газа можно написать также выражение:

$$\max CO_2' = \frac{1000(CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12})}{Q_u}, \quad (6)$$

а также:

$$\frac{21Q_u}{(1 + \beta) \cdot 1000} = (CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12}). \quad (7)$$

Значение  $Q_u$  определяется калориметром, а значение  $\beta$  — по анализу отработанных газов (при полном сгорании) по формуле:

$$\beta = \frac{21 - (CO_2' + O_2')}{CO_2'} = \frac{21 - \max CO_2'}{\max CO_2'}. \quad (8)$$

Если же имеется неполное сгорание в форме CO, то

$$\beta = \frac{21 - (CO_2' + O_2' + 0,605 \cdot CO')}{CO_2' + CO'}, \quad (9)$$

где CO' приходится определять непосредственно анализом продуктов сгорания (реактивом или методом дожигания).

По имеющимся сведениям газ содержал в себе 10—20% воздуха (неплотность трубопровода), что формально снижает теплотворность газа, но по существу не влияет на мощность двигателя, так как при образовании смеси в нем все равно всасывается воздух из атмосферы и, следовательно, для получения требуемого коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  его придется лишь

<sup>1</sup> См. статью „Силовой газ как продукт неполного сгорания твердого топлива“ на стр. 5 этого сборника.

всасывать соответственно меньшее количество, что нетрудно сделать ручной подрегулировкой.

Примесь воздуха в газе нежелательна, главным образом, с точки зрения использования сечения газопровода и опасности образования взрывчатой смеси в нем.

В табл. 2 приведены данные об естественном газе Приазовской газоносной площади по материалам НТС НКТП.

Таблица 2

Место получения газов	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	Q <sub>u</sub>	L <sub>0</sub>	$\frac{Q_u}{1+L_0}$
Н. Константиновка . . . . .	—	0,1	0,33	86,43	13,14	6769	8,25	735
То же . . . . .	0,1	0,2	2,09	81,22	16,39	6368	7,79	725
Коммуна им. Шевченко . . . . .	0,1	—	—	93,94	5,96	7376	8,95	741
Припосадская скважина . . . . .	0,1	0,2	—	91,4	8,3	7153	8,71	737
Гамовка . . . . .	—	—	—	95,46	4,54	7646	9,08	758
В среднем	0,06	0,1	0,48	83,69	9,67	7022	8,56	735

Основной горючей частью такого газа является CH<sub>4</sub>.

Характеристика такого газа как топлива будет:

$$\beta = \frac{21 + (0,185H_2 + 0,58CH_4) - (CO_2 + O_2 + 0,605CO)}{CO_2 + CO + CH_4}; \quad (10)$$

$$\beta = \frac{21 + (0,185 \cdot 0,48 + 0,58 \cdot 89,6) - (0,06 + 0,605 \cdot 0,1)}{0,06 + 0,10 + 89,59} = 0,082,$$

что соответствует антрациту. Она гораздо меньше, чем для естественного газа Грозненского района, где было  $\beta = 0,596$ .

Теплотворность такого газа меньше теплотворности газа Грозненского района в 2 раза с лишним. Однако теплотворность смеси этого газа с теоретически необходимым количеством воздуха меньше лишь в пропорции  $735:856 = 0,86$ , а по сравнению с силовым газом из антрацита больше в  $735:622 = 1,18$  раза.

Поэтому при одних и тех же условиях газовый двигатель, работающий на естественном газе Приазовской газоносной площади, должен развить индикаторную мощность на 18% большую, чем на силовом газе из антрацита.

Напомним кстати, что для светильного газа в Москве (по данным за декабрь 1934 г.) теплотворность смеси газа с теоретически необходимым количеством воздуха составляет соответственно  $790 \text{ кал/м}^3$  (0°, 760 мм рт. ст.), т. е. на 7,5% более, чем для газа Приазовского района.

Ввиду того что данные по теплотворности газов в различных учебниках недостаточны и устарели, полезно привести эти данные на основании физико-химических таблиц Ландольт-Бернштейн (Landolt-Börnstein), причем, так как эти таблицы содержат в себе лишь данные по высшей теплотворности (Q<sub>0</sub>), то низшая (Q<sub>u</sub>) получена путем подсчета (скрытая теплота 600 кал/кг H<sub>2</sub>O).

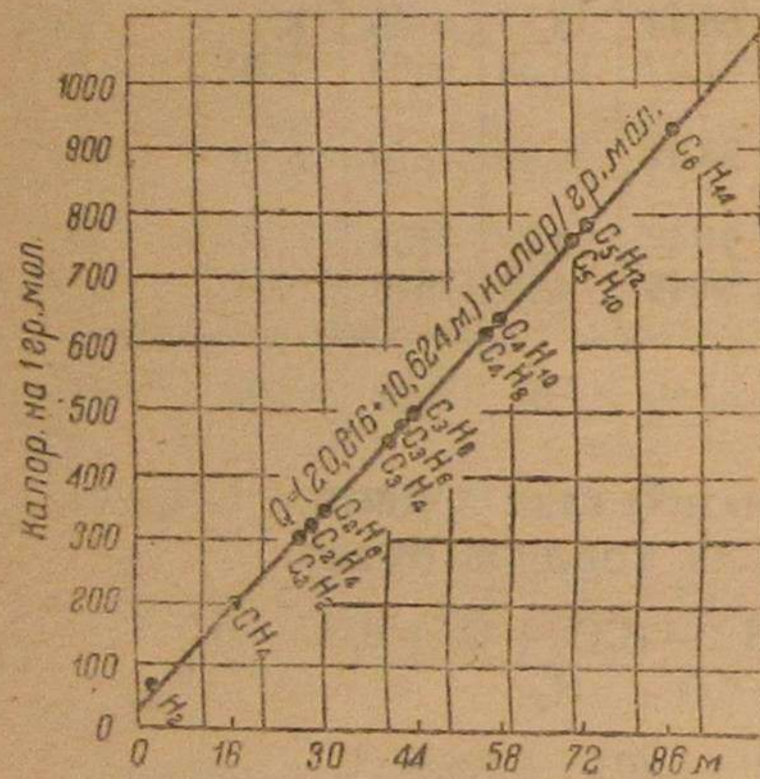


Теплотворность 1 м<sup>3</sup> (0°, 760 мм рт. ст.) газа получена делением молекулярной теплотворности на объем 1 моля, равный 22,4 м<sup>3</sup>. Ввиду того что, как выясняется, низшая теплотворность 1 г моля различных газов алифатического ряда (парафины, олефины и ацетилены) в зависимости от молекулярного веса (*m*) довольно хорошо укладывается в прямую линию по уравнению:

$$Q_u = (20,816 + 10,624 m) \text{ кал/г мол} \quad (11)$$

или для 1 м<sup>3</sup> (0°, 760 мм) по уравнению:

$$Q_u = (930 + 474,3 m) \text{ кал/м}^3, \quad (12)$$



Фиг. 1.

то в последнем столбце табл. 3 приведены данные, подсчитанные по этому уравнению прямой линии.

Данные табл. 3 нанесены на график (фиг. 1) и по ним проведена прямая согласно формуле (11). Интересно, что даже теплотворность H<sub>2</sub> очень близка к этой прямой.

Значение для C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> несколько ненадежно, так как, строго говоря, гексан принадлежит к группе жидких парафинов, образующих бензин. Ряд цифр, вычисленных по уравнению прямой, в точности совпадает с данными по

табл. 3 (CH<sub>4</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, C<sub>3</sub>H<sub>4</sub>) или же очень близки к ним, что свидетельствует о хорошей точности формулы. По тем из значений, в отношении которых таблицы Ландольт-Бернштейн дают несколько экспериментальных величин, взяты те, которые ближе к прямой линии; там же, где имеется определение только одного экспериментатора, взята эта единственная величина.

Таким образом формулы (6) и (7) достаточно обоснованы. Заметим между прочим, что характеристика естественного газа Грозненского района очень близка к характеристике C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> (β = 0,59), для которого получается:

$$\max \text{CO}_2 = 13,2\% \quad L_0 = 16,66 \text{ м}^3, \\ \frac{Q_u}{1 + L_0} = 855 \text{ кал/м}^3.$$

Пока еще нет достаточных экспериментальных данных для суждения о том, какие степени сжатия (ε) и коэффициенты избытка воздуха (α) допустимы в газовых двигателях, работающих на естественном газе, а также данных о скорости сгорания с точки зрения детонации. Данные эти получить нетрудно, надо только надлежащим образом произвести эксперименты.

Судя по такого рода опытам лаборатории двигателей внутреннего сгорания МММИ<sup>1</sup> в 1934 и 1935 гг. на светильном газе, в котором довольно много CH<sub>4</sub> и C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>, можно думать, что

Таблица 3

Наименование	Обозначения	Молекулярный вес	Высшая теплотворность Q <sub>0</sub>			Низшая теплотворность Q <sub>u</sub>			
			на 1 г мол	на 1 кг	на 1 м <sup>3</sup>	на 1 г мол	на 1 кг	на 1 м <sup>3</sup>	по формуле
Метан	CH <sub>4</sub>	16	212,4	13275	9490	190,8	11925	8520	8520
Этан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30	370,9	12363	16560	338,5	11283	15110	15160
Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	529,2	12027	23630	486,0	11044	21700	21800
Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58	687,2	11848	30670	633,2	10917	28260	28440
Пентан	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72	847,1	11765	37810	782,3	10865	34920	35080
Гексан (пары)	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86	999,2	11619	44600	923,6	10740	41230	41720
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28	340,0	12143	15170	318,4	11371	14200	14210
Пропилен	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42	499,4	11891	22300	467,0	11120	20850	20850
Бутилен	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56	650,6	11618	29030	607,4	10846	27100	27490
Амилен (пары)	C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	70	807,6	11537	36000	753,6	10765	33590	34130
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26	310,05	11925	13850	239,25	11510	13370	13260
Аллилен	C <sub>3</sub> H <sub>4</sub>	40	467,55	11689	20865	445,95	11149	19900	19900
Водород	H <sub>2</sub>	2	68,4	34200	3050	57,6	28800	2570	—
Окись углерода	CO	28	68,4	2440	3050	68,4	2440	3050	—
Углерод	C	12	97,65	8140	—	97,65	8140	—	—

естественный газ в двигателях, работающих по циклу Отто, допустит употребление степеней сжатия (ε) более высоких, чем это возможно допустить в бензиновых и керосиновых двигателях.

Б. Г. ЛИБРОВИЧ и Н. А. КУТЫРИН

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ВЫБОРА ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

### ВВЕДЕНИЕ

Проблема перевода на генераторный газ двигателей жидкого топлива вызывает обычно необходимость в параллельном разрешении задачи создания газогенераторной установки, которая питала бы двигатели силовым газом.

<sup>1</sup> Ныне МВТУ им. Баумана.

Использование дров в качестве первичного топлива при тех повышенных требованиях, которые двигатели внутреннего сгорания предъявляют к чистоте газа, приводит к применению в данном случае обращенного процесса газификации. Такой процесс газификации редко осуществляется в промышленных установках, главным образом, потому, что он не дает возможности получать побочные продукты сухой перегонки, а теплотворная способность газа получается при этом несколько пониженной. Поэтому в литературе трудно найти достаточно подробные современные сведения, которые позволили бы осуществить проектирование дровяной газогенераторной установки обращенного процесса, предназначенной для подачи силового газа к двигателям внутреннего сгорания.

Исходя из приведенных выше соображений, Техсовет НКВ предложил кафедре двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Баумана создать обоснованные руководящие материалы для проектирования газогенераторных установок обращенного процесса и разработать типовые проекты газогенераторов и очистных устройств.

Ниже излагаются результаты проведенной работы.

#### ВЫБОР ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА

Газогенераторы, применяемые для питания газом двигателей внутреннего сгорания, по способу осуществления процесса газификации твердого топлива делятся на три группы:

- а) газогенераторы прямого процесса,
- б) газогенераторы обращенного процесса,
- в) газогенераторы двухзонного горения.

Нет необходимости описывать здесь сущность этих процессов и выявлять их принципиальные различия, достаточно детально изложенные в ряде руководств. Следует, однако, отметить особенности каждого из процессов газификации, определяющие их преимущества и недостатки. Такое сопоставление должно послужить основанием для выбора типа газогенераторов разрабатываемой серии. При этом необходимо исходить из условия, что предполагаемая к разработке серия газогенераторов проектируется на использование местных твердых топлив низкой калорийности, главным образом дров различных пород. Топливо этого вида характеризуется небольшой зольностью и повышенной склонностью к выделению смолы в процессе сухой перегонки. Последнее обстоятельство и послужило основанием к выбору процесса для проектируемых газогенераторов.

При обращенном процессе газ покидает генератор с высокими температурами и теплосодержанием, ибо удаляется из генератора сразу по выходе из восстановительной зоны. Зона подсушки в этом случае поставлена в худшие условия, так как получает тепло только от зон горения и восстановления, главным образом излучением их. Продукты сухой перегонки, полученные в зоне

подсушки, проходя через зоны горения и восстановления, разлагаются на простые газы за счет тепла этих зон. В результате получается газ с малым содержанием смол, что облегчает его очистку. Однако эндотермические реакции распада смол и кислот снижают температуру зон горения и восстановления, делая процесс газификации менее устойчивым, особенно при работе на влажном топливе.

При прямом процессе газ к выходному патрубку проходит сквозь слой загруженного топлива и потому уносит с собой не только водяной пар, выделяющийся при подсушке топлива, но и продукты сухой перегонки этого топлива — смолы, уксусную кислоту и т. д. С этим связан ряд существенных недостатков прямого процесса.

а) Газ со сколько-нибудь значительным содержанием смол нельзя подавать к всасывающим органам двигателя, так как это приводит к чрезвычайно быстрому засмаливанию всасывающего коллектора, клапанов, поршневых колец, поршневого днища; отделение смол в скрубере оказывается в этом случае недостаточным и установку приходится снабжать сложными очистительными устройствами типа электрофильтров и т. п. Очистительные устройства требуют при этом повышенного расхода воды, а спуск ядовитых фенольных вод в водоемы угрожает отравлением последних.

б) Если газогенераторная установка обеспечивает достаточно полную очистку газа от продуктов сухой перегонки дерева, возникает новое затруднение: отделенные от газа продукты перегонки (особенно смолистые соединения) уносят с собой некоторое количество скрытой химической энергии, которая в случае их разложения в газогенераторе (как то происходит при обращенном процессе) обогатила бы генераторный газ. Использование в побочном производстве продуктов, отделяемых в газогенераторных установках, предназначенных для двигателей внутреннего сгорания, по нашему мнению, себя не оправдывает, поскольку такие установки в большинстве случаев отличаются относительно небольшой производительностью.

в) При прямом процессе влага топлива, выделяемая в бункере в результате просасывания горячего газа сквозь топливный слой, уносится газом, минуя зону горения. Это приводит к необходимости подавать некоторое количество водяного пара в нижнюю полость газогенератора, чтобы обеспечить благоприятное протекание реакций образования водяного газа. Для такой подачи водяного пара газогенератор приходится снабжать дополнительным устройством, усложняющим конструкцию установки.

г) Слой топлива, подвергающийся газификации, при прямом процессе имеет переменную высоту, так как зависит от степени загрузки бункера, поэтому протекание процесса во времени не является вполне устойчивым, а это отражается на составе генераторного газа и на его калорийности.

д) Наконец, существенным эксплуатационным недостатком прямого процесса является подсос воздуха в газопровод при

открывании загрузочной воронки для загрузки топлива; избежать этого возможно только путем применения надежно действующего двойного затвора загрузочной воронки.

Все изложенное заставляет признать, что применение прямого процесса в установках, предназначенных для двигателей внутреннего сгорания, нецелесообразно.

Остается сравнить между собой газогенераторы обращенного процесса и двухзонные с точки зрения простоты конструктивного оформления агрегата и надежности освобождения получаемого газа от смол.

Простота конструкции газогенераторов в современных условиях их производства и эксплуатации, когда предприятия часто вынуждены создавать газогенераторные установки целиком собственными силами, а обслуживание установок осуществляется персоналом низкой квалификации, является чрезвычайно существенным фактором. Поэтому, если простоте конструкции генератора не сопутствует заметное ухудшение рабочего процесса (в отношении качества получаемого газа и общей экономичности установки), именно этот фактор должен получить решающее значение.

Двухзонный генератор неизбежно получается конструктивно более сложным вследствие необходимости распределить процесс газификации между двумя самостоятельными зонами. Между тем по результатам протекания процесса двухзонный газогенератор не обладает никакими особыми преимуществами по сравнению с газогенератором обращенного процесса. Наоборот, обращенный процесс в большей степени гарантирует разложение продуктов сухой перегонки дерева и, следовательно, создает более благоприятные условия к получению газа хорошего качества.

Таким образом в качестве основного типа при разработке серии дровяных газогенераторов, предназначенных для обслуживания установок с двигателями внутреннего сгорания, следует применять газогенератор обращенного процесса.

## ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЕЙ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИХ АГРЕГАТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

### Маркирующий показатель

Задача разработки серии газогенераторов, покрывающих потребность в питании газом стационарных двигателей различных типов (как газовых, так и дизелей, переводящихся на работу либо по газожижкостному процессу, либо по процессу быстрого сгорания), требует правильного выбора такого показателя, который, входя в маркировку каждого газогенератора, характеризовал бы его наиболее четко и определенно, вне зависимости от того, для какого именно конкретного двигателя он предназначен.

Требования, которые необходимо предъявить к устанавливаемому показателю, можно сформулировать следующим образом:

1. Выбранный показатель должен давать ясное представление о применимости данного газогенератора для питания газом того или иного двигателя, независимо от его тактности.

2. Показатель этот должен определять возможность применения данного газогенератора в случае работы обслуживаемого им двигателя как по чисто газовому процессу, так и по процессу газожижкостному.

3. Показатель должен предусматривать возможность использования газогенератора для питания газом не только двигателей внутреннего сгорания, но также и металлургических или термических печей.

4. Показателем должен быть параметр, устойчивый при различных условиях эксплуатации газогенератора, не зависящий, например, от породы первичного топлива, его влажности и т. п.

5. Выбранный показатель должен отличаться наглядностью, отчетливо характеризуя собой газогенератор.

Речь идет в основном о газогенераторах, целевое назначение которых заключается в питании газом двигателей внутреннего сгорания. Поэтому естественным явился бы выбор в качестве маркирующего показателя для газогенератора той мощности  $N_{л.с.}$ , которую сможет развивать двигатель, получая газ при работе данного газогенератора на полную производительность.

Однако ближайшее рассмотрение этого параметра приводит к выводу, что он не может служить показателем, пригодным для маркировки газогенератора, так как не удовлетворяет ряду перечисленных выше требований.

Действительно, один и тот же дизель, переведенный на газ, при одинаковой производительности газогенератора развивает различную мощность в зависимости от того, переведен он на работу по газожижкостному процессу, или по процессу чисто газовому с электрическим зажиганием. Так, если с достаточным основанием можно считать, что перевод бескомпрессорного дизеля на газожижкостный процесс совершенно не дает снижения мощности двигателя, или, в худшем случае, дает снижение на  $10 \div 15\%$ , перевод того же двигателя на работу по циклу Отто (с понижением степени сжатия) приводит к уменьшению мощности на  $30 \div 35\%$  по сравнению с мощностью, развиваемой при работе на жидком топливе.

Отсюда следует, что при назначении одного и того же генератора для обслуживания двух двигателей, развивающих одинаковую мощность, но из которых один работает по газовому процессу, а второй — по газожижкостному, во втором случае пришлось бы сознательно идти на значительное снижение напряженности процесса газогенератора по сравнению с нормальной ее величиной. Это, конечно, никоим образом нельзя считать целесообразным.

Точно так же невозможно использовать один и тот же газогенератор для снабжения газом четырехтактного и двухтактного двигателей одинаковой мощности вследствие различного часового расхода газа на единицу развиваемой мощности.

Наконец, использование мощности двигателя как маркирующего показателя совершенно не приемлемо в тех случаях, когда газогенератор предназначен для подачи газа в металлургические или пламенные печи.

К числу параметров, которые могут характеризовать газогенератор, относится его „тепловая производительность“, т. е. количество тепла, которое выделяется при сжигании газа, вырабатываемого генератором в единицу времени, и которое определяется как произведение теплотворной способности газа на его количество. Так, например:

$$Q_{\text{час}} = H_u V_{\text{час}} \text{ кал/час},$$

где  $H_u$  кал/нм<sup>3</sup> — низшая теплотворная способность газа;

$V_{\text{час}}$  нм<sup>3</sup>/час — часовой расход газа.

Тепловая производительность генератора является величиной, в одинаковой степени применимой для оценки пригодности генератора к питанию газом как двигателей всех типов, так и печей. Тем не менее нельзя рекомендовать тепловую производительность генератора в качестве основного показателя. Главной причиной этого является недостаточная наглядность названной величины, плохо характеризующая, например, размеры газогенератора. Неудобными для пользования оказываются и величины тепловой производительности генератора, выражающиеся крупными числами (порядка 10<sup>5</sup> — 10<sup>6</sup>). Если же иметь в виду использование проектируемых генераторов для обслуживания металлургических и пламенных печей, то в них часто целесообразна подача к горелкам горячего газа (без охлаждения его в скрубере). Следовательно, в этом случае тепловая производительность газогенератора, определяемая по холодному газу, не выражает собой полного количества тепла, вносимого газом в печь, так как не учитывает физического тепла газа. Между тем это тепло существенно влияет на протекание процесса сгорания газа в печи, в частности, на температуру горения.

Наиболее подходящим, по нашему мнению, параметром, наилучшим образом характеризующим газогенератор и наиболее полно удовлетворяющим перечисленным выше требованиям, является его объемная производительность в единицу времени т. е., например, объем газа (приведенный к нормальным условиям), подаваемый газогенератором в час ( $V_{\text{час}}^c$  нм<sup>3</sup>/час).

Эта величина, весьма наглядно характеризующая размеры газогенератора и соответствие его потребностям потребителя газа, в равной мере применима как для случаев подачи генераторного газа к двигателям всех типов, так и для случаев питания газом печей металлургических и термических цехов. Следует только решить вопрос о том, принять ли в качестве маркирующего показателя производительность газогенератора по сухому или по влажному газу. Сопоставление величин  $V_{\text{час}}^c$  и  $V_{\text{час}}^{в\lambda}$  как характеризующих показателей говорит в пользу первой. Она более отчетливо и устойчиво определяет работу газогенератора

и связанных с ним газопотребляющих агрегатов (двигателей и печей). Производительность газогенератора, определяемая по влажному газу, т. е.  $V_{\text{час}}^{в\lambda}$ , зависит от содержания в газе водяного пара, что в свою очередь, связано с относительной влажностью первичного топлива ( $W^0/0$ ). Эта последняя величина в процессе эксплуатации газогенератора может довольно сильно изменяться. Между тем газ, поступающий к смесительным органам двигателя (а иногда и к горелкам печей), предварительно пропускается через скруббер, в котором при правильной регулировке он полностью освобождается от содержащейся в нем влаги (если не учитывать ничтожного количества водяных паров, насыщающего газ при температуре 25 — 40°). Абсолютное количество сухого газа остается при этом практически постоянным при различной влажности первичного топлива.

Таким образом рассмотрение возможных показателей, характеризующих газогенераторы, приводит к следующему окончательному выводу: в качестве характеризующего маркирующего показателя для газогенератора и очистительных устройств (скруббер, сухой очиститель) принимается его часовая объемная производительность, приведенная к нормальным условиям и исчисленная по сухому газу  $V_{\text{час}}^c$  нм<sup>3</sup>/час.

### Паспортная характеристика газогенератора

Кроме основного показателя, маркирующего данный газогенератор или соответствующее ему газоочистительное устройство, необходимо установить ряд дополнительных показателей. Сумма этих показателей, входящая в паспорт агрегата, должна достаточно полно характеризовать и его устройство и процесс, в нем происходящий.

Показатели, которые в данном случае имеются в виду, можно разбить на следующие три группы:

- 1) конструктивные показатели,
- 2) показатели процесса,
- 3) монтажные показатели.

По нашему мнению, в паспорт каждого агрегата (газогенератора, скрубера и сухого очистителя) должны быть включаемы следующие величины:

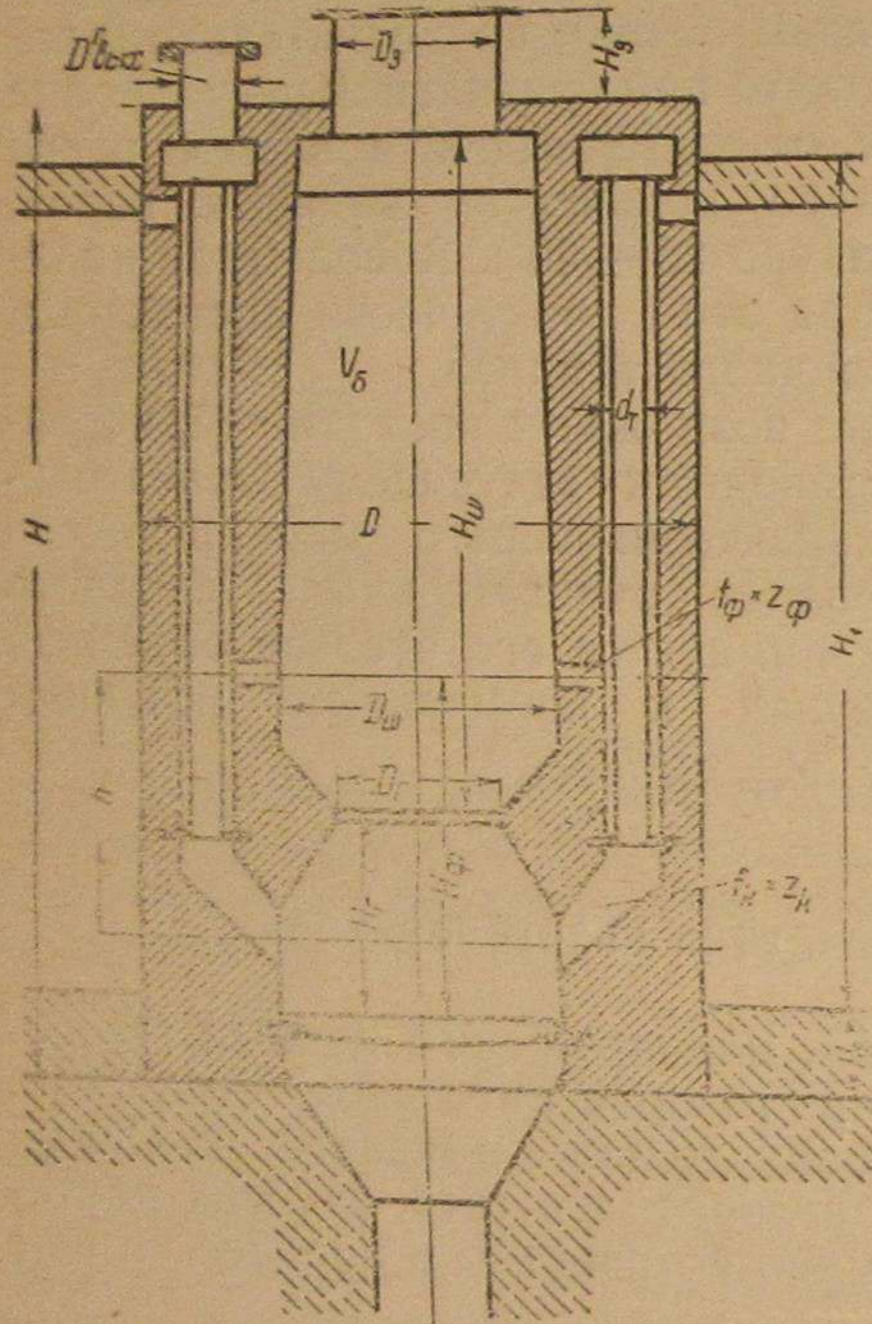
По газогенератору (см. фиг. 1)

1. Конструктивные показатели
  - а) Диаметр шахты  $D_{ш}(м)$
  - б) Диаметр горловины  $D_r(м)$
  - в) Высота шахты  $H_{ш}(м)$
  - г) Высота горловины над колосниковой решеткой  $H_r(м)$
  - д) Емкость бункера  $V_б(м^3)$
  - е) Сечение фурм и их количество  $f_ф \times z_ф(см^2)$

- ж) Высота фурм над колосниковой решеткой  $H_ф(м)$
- з) Сечение газоотводящих каналов и их количество  $f_k \times z_k(см^2)$
- и) Диаметр (условный) воздушных или газовых труб теплообменника  $d_T(мм)$
- к) Расстояние между плоскостью фурм и осевой плоскостью газоотводящих каналов  $h(м)$

## 2. Показатели процесса

- а) Часовой весовой расход первичного топлива  $G_{\text{час}}$  (кг/час)
- б) Нормальная часовая производительность по сухому газу  $V_{\text{час}}^c$  (м.м<sup>3</sup>/час)



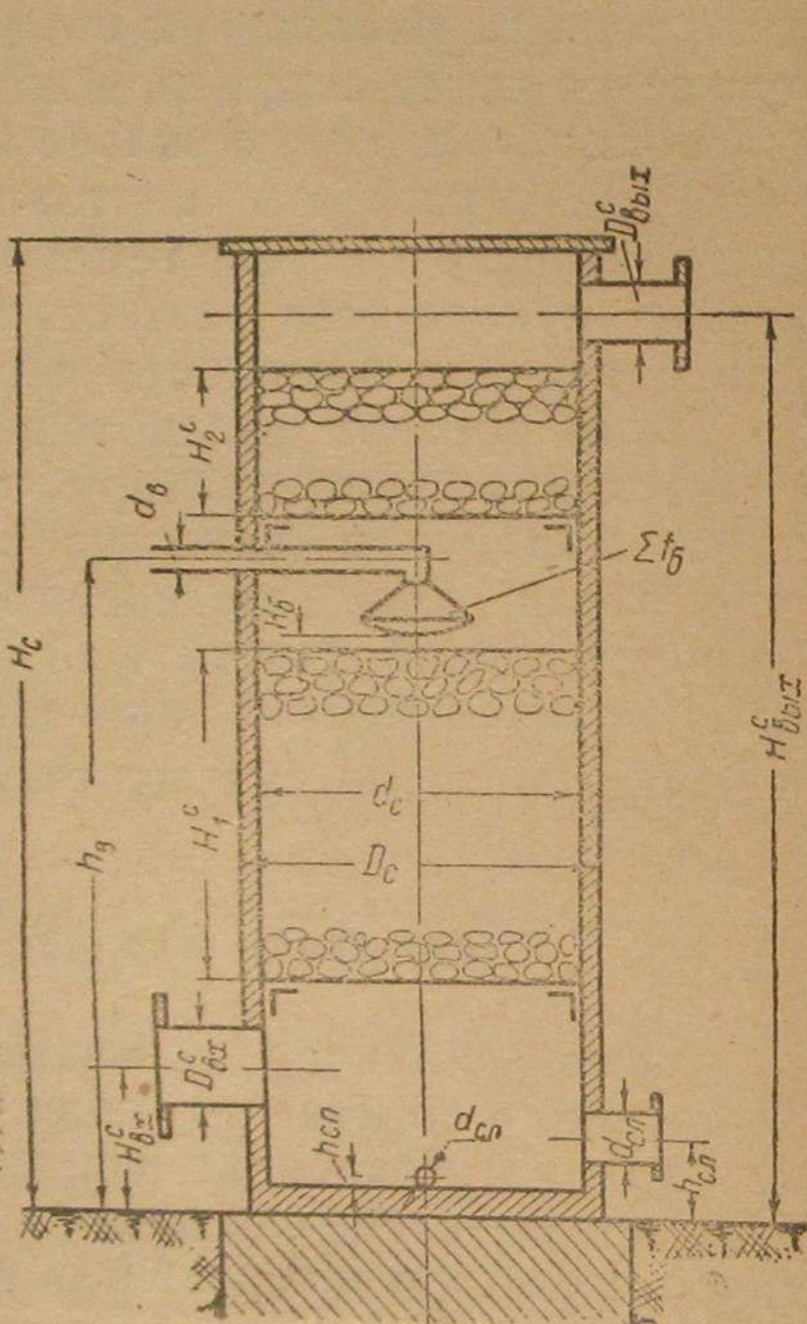
Фиг. 1.

- в) К. п. д. газогенератора  $\eta_r$  (%)
- г) Максимальная допустимая влажность первичного топлива  $W$  (%)
- д) Продолжительность выгорания бункера при нормальной производительности  $\tau_6$  (час)
- е) Суммарное сопротивление газогенератора (включая теплообменник)  $\Delta p_r$  (мм вод. ст.)
- ж) Температура газа на выходе из генератора  $t_r$  (°C)
- з) Температура воздуха перед фурмами  $t_{\text{в}}$  (°C)

### 3. Монтажные показатели

- а) Внешний диаметр генератора  $D$  (м)
- б) Высота генератора (без загрузочной воронки)  $H$  (м)

- в) Внутренний диаметр загрузочной воронки  $D_3$  (м)
- г) Высота загрузочной воронки  $H_3$  (м)
- д) Высота загрузочной площадки над уровнем пола помещения  $H_1$  (м)
- е) Углубление генератора под уровнем пола  $H_2$  (м)



Фиг. 2.

- ж) Диаметр (условный) выходного газового патрубка  $D_{\text{вых}}^r$  (м)

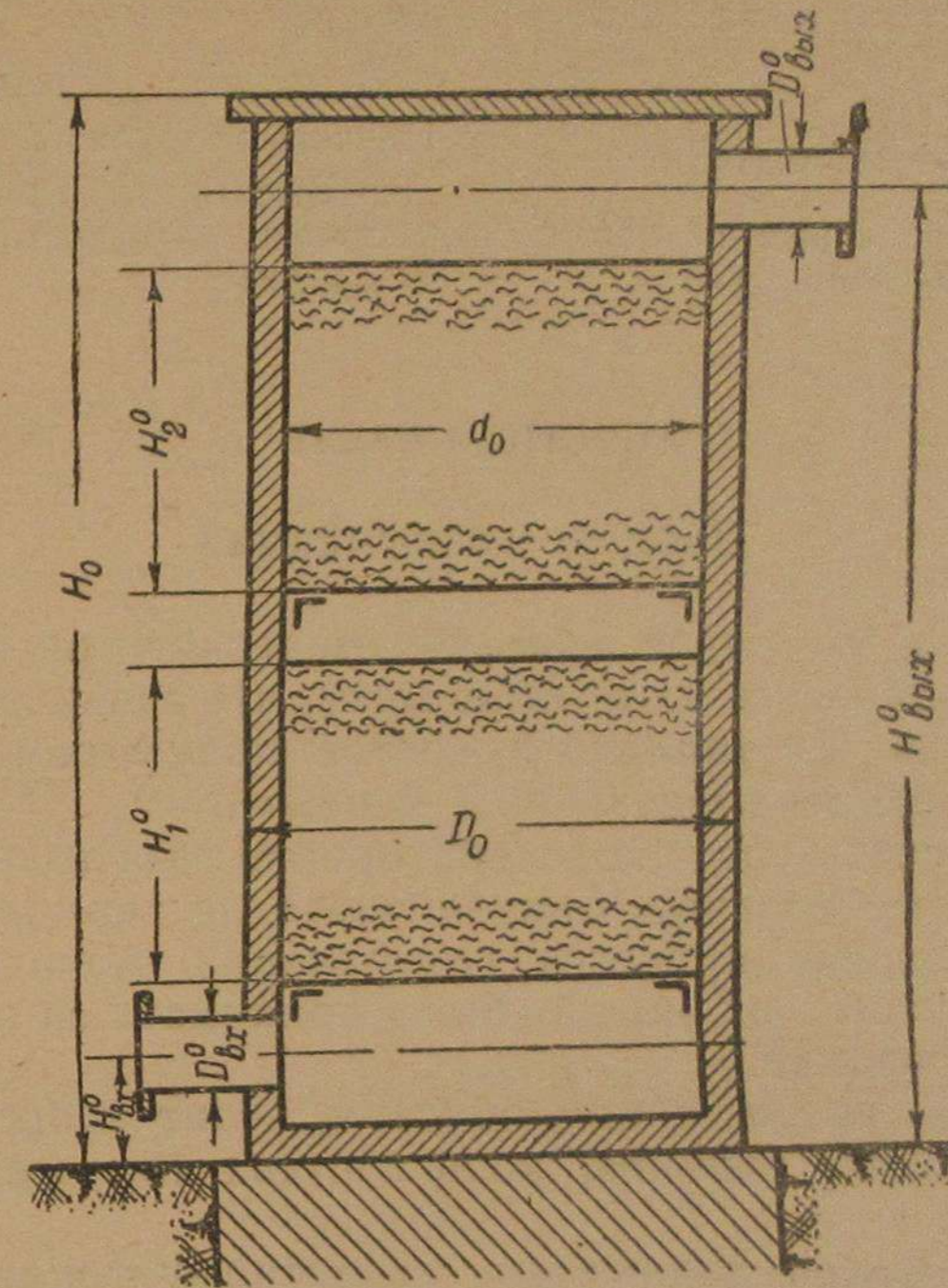
### По скрубелю (см. фиг. 2)

#### 1. Конструктивные показатели

- а) Внутренние поперечные размеры  $a_c \times b_c$  или  $d_c$  (м)
- б) Высота слоя мокрой насадки  $H_1^c$  (м)
- в) Высота слоя сухой насадки (при ее наличии)  $H_2^c$  (м)
- г) Количество брызгал  $i_6$
- д) Количество и диаметр распыливающих отверстий одного брызгала  $z_6 \times d_6$  (мм)
- е) Суммарное проходное сечение распыливающих отверстий одного брызгала  $\sum f_6$  (мм<sup>2</sup>)

## 2. Показатели процесса

- а) Нормальная часовая производительность по сухому газу  $V_{\text{час}}^c$  (м.м<sup>3</sup>/час)



Фиг. 3.

- б) Максимальный часовой расход охлаждающей воды  $W_c$  (м<sup>3</sup>/час)
- в) Часовое количество конденсируемой влаги  $W_k$  (м<sup>3</sup>/час)
- г) Суммарное сопротивление скрубера  $\Delta p_c$  (мм вод. ст.)
- д) Температура входа и выхода воды  $t_1^c$  и  $t_2^c$  (°C).

### 3. Монтажные показатели

- а) Внешние поперечные размеры скрубера  $A_c \times B_c$  или  $D_c$  (м)
- б) Общая высота скрубера  $H_c$  (м)
- в) Диаметр (условный) входного газового отверстия  $D_{\text{вх}}^c$  (мм)
- г) Высота входного газового патрубка над опорной плоскостью скрубера  $H_{\text{вх}}^c$  (м)
- д) Диаметр (условный) выходного газового патрубка  $D_{\text{вых}}^c$  (мм)

- е) Высота выходного газового патрубка над опорной поверхностью  $H_{\text{вых}}^c$  (м)
- ж) Диаметр (условный) водяного трубопровода  $d_{\text{в}}$  (мм)

- з) Высота расположения водяного патрубка  $h_{\text{в}}$  (м)
- и) Диаметр (условный) сливной трубы  $d_{\text{сл}}$  (мм)
- к) Высота расположения сливной трубы  $h_{\text{сл}}$  (м)
- л) Диаметр (условный) спускной трубы  $d_{\text{сп}}$  (мм)
- м) Высота расположения спускной трубы  $h_{\text{сп}}$  (м)

### По сухому очистителю (см. фиг. 3)

#### 1. Конструктивные показатели

- а) Внутренние поперечные размеры очистителя  $a_0 \times b_0$  или  $d_0$  (м)
- б) Высота слоя нижней насадки  $H_1^0$  (м)
- в) Высота слоя верхней насадки  $H_2^0$  (м)

Состав первичного топлива

Первичное (твердое) топливо	Березовые чурки		Швырок хвойный			Швырок смешанный	Торф (Гюльднер, Вольф и Бэр)		Торф (проф. Мазинг)	
	№ топлива	1	2	3	4		5	6		7
Органическая масса №	49,30	49,30	49,80	49,80	49,80	49,30	56,30	57,80	61,20	
№	6,10	6,10	6,30	6,30	6,30	6,30	5,90	5,68	6,30	
№	43,60	43,60	43,10	43,10	43,10	43,50	37,80	36,52	31,15	
№	1,00	1,00	0,80	0,80	0,80	0,90	—	—	1,36	
Зольность сухого топлива А°	1,10	1,10	1,01	1,01	1,01	1,02	4,62	6,38	5,37	
Рабочее топливо	Ср	39,00	30,50	40,40	39,50	37,50	33,20	29,06	41,65	47,71
	Нр	4,83	3,78	5,11	4,98	4,73	4,24	3,06	4,10	4,92
	Ор	34,50	27,00	35,00	34,10	32,40	29,25	19,56	26,35	24,31
	Нр	0,79	0,62	0,65	0,63	0,60	0,60	—	—	1,06
	Слр	—	—	—	—	—	—	—	—	0,31
	Ар	0,88	0,69	0,83	0,81	0,77	0,69	2,51	4,10	4,45
Wр	20,00	37,40	18,00	20,00	24,00	32,00	45,54 <sup>1</sup>	23,80	17,24	

Таблица 2

Состав сухого генераторного газа, полученного при обращенном процессе

а) Первичное топливо (по табл. 1) и источник заимствования его характеристики:

- Березовые чурки  $W^P = 20\%$  (И. С. Мезин и др.)
- " "  $W^P = 37,4\%$  " " " "
- Швырок хвойный  $W^P = 18\%$  (сборник изд. „Водный транспорт“)
- " "  $W^P = 20\%$  " " " "
- " "  $W^P = 24\%$  " " " "
- " смешанный  $W^P = 32,0\%$  " " " "
- Торф  $W^P = 45,54\%$  (Гюльднер, Вольф и Бэр)
- "  $W^P = 23,8\%$  " " " "
- " ермолинский  $W^P = 17,24\%$  (проф. Е. К. Мазинг)

б) Состав газа в процентах по объему

№ первичного топлива	CO <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	H <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
1	9,0	18,0	3,6	—	14,4	1,0	54,0
2	16,0	9,0	3,7	—	9,7	0,4	61,2
3	13,04	16,77	1,47	—	16,45	0,32	51,95
4	11,7	17,8	1,9	—	19,1	—	49,5
5	11,9	16,55	2,63	—	14,48	0,8	53,64
6	12,44	17,03	2,06	—	18,27	1,76	48,48
7	14,74	14,96	0,86	0,18	19,25	0,28	49,73
8	12,34	15,85	1,35	0,11	17,13	1,02	52,2
9	8,80	21,28	1,70	—	11,90	0,26	56,06

<sup>1</sup> В генераторе применен отсос части водяных паров из бункера.

## 2. Показатели процесса

а) Суммарное сопротивление очистителя  $\Delta p_{оч}$  (мм вод. ст.)

б) Содержание пыли в газе после очистителя  $g_n$  (мг/нм<sup>3</sup>)

в) Содержание смолы в газе после очистителя  $g_{см}$  (мг/нм<sup>3</sup>)

## 3. Монтажные показатели

а) Внешние поперечные размеры очистителя  $A_0 \times B_0$  или  $D_0$  (м)

б) Общая высота очистителя  $H_0$  (м)

в) Диаметр (условный) входного газового патрубка  $D_{вх}^0$  (мм)

г) Высота входного патрубка над опорной плоскостью очистителя

$H_{вх}^0$  (м)

д) Диаметр (условный) выходного газового патрубка  $D_{вых}$  (мм)

е) Высота выходного патрубка над опорной плоскостью очистителя

$H_{вых}^0$  (м)

## РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

### Процесс газификации

Современное состояние термодинамического расчета процесса газификации опирается на предпосылку, что заданными являются и состав первичного топлива и состав полученного генераторного газа (по экспериментальным данным).

Методы расчета состава генераторного газа только по заданному первичному топливу, опирающиеся на термодинамические условия равновесия процесса газификации, пока недостаточно разработаны, чтобы их можно было принимать за основу реального проектирования.

Перед проектантом, таким образом, стоит вопрос выбора не только первичного топлива, но и состава получаемого генераторного газа.

Ниже приводятся данные по древесному топливу и торфу, заимствованные из литературных источников и принятые как исходные в теоретических расчетах МВТУ (см. табл. 1 и 2).

Определению основных размеров генератора предшествует излагаемое далее нахождение ряда вспомогательных расчетных величин.

Низшая теплотворная способность сухого генераторного газа<sup>1</sup>

$$Q_n^p = 30,5 \text{ CO} + 25,7 \text{ H}_2 + 85,2 \text{ CH}_4 + 142,0 \text{ C}_2\text{H}_4 \text{ кал/нм}^3,$$

где CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> — содержание в процентах по объему компонентов, входящих в состав газа.

Расход углерода первичного топлива на 100 молей газа

$$C_T = \frac{1}{\varphi} (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4) \text{ молей (C) на 100 молей газа,}$$

где  $\varphi$  — коэффициент полноты сгорания углерода, равный

$$\varphi = 0,98 \frac{A^p \cdot z}{\delta(1-z) \cdot [100 - (A^p + W^p)]}$$

<sup>1</sup> В дальнейшем изложении слова „сухого генераторного“ для сокращения опущены; ведение расчетов по влажному газу оговаривается в каждом отдельном случае.

где  $z$  — количество углерода в золе (в очаговых остатках), принятое в расчетах равным 0,17;

$\delta = 0,01C^P$  — весовое количество углерода в первичном топливе.

Расход углерода первичного топлива в кг на образование 100 молей газа<sup>1</sup>:

$$C'_T = 12C_T \text{ кг (C) на 100 молей газа.}$$

Расход водорода первичного топлива в кг на образование 100 молей газа:

$$H'_T = \frac{H^P}{C^P} \cdot C'_T \text{ кг (H}_2\text{) на 100 молей газа.}$$

Расход кислорода первичного топлива в кг на образование 100 молей газа:

$$O'_T = \frac{O^P}{C^P} \cdot C'_T \text{ кг (O}_2\text{) на 100 молей газа.}$$

Расход азота первичного топлива в кг на образование 100 молей газа:

$$N'_T = \frac{N^P}{C^P} \cdot C'_T \text{ кг (N}_2\text{) на 100 молей газа.}$$

Расход первичного твердого топлива в кг на образование 100 молей газа:

$$g_T = \frac{C'_T + H'_T + O'_T + N'_T}{100 - (H^P - W^P)} \cdot 100 \text{ кг топлива на 100 молей газа.}$$

Выход газа с 1 кг первичного топлива:

$$E_c = \frac{100 \cdot 22,4}{g_T} \text{ нм}^3 \text{ газа на 1 кг топлива.}$$

Количество неразложенной влаги на 100 молей газа (H<sub>2</sub>O в кг) находится из баланса водорода:

$$2H_2 + 4CH_4 + 4C_2H_4 + \frac{H_2O}{9} = H'_T + 0,01 g_T \frac{W^P}{9},$$

откуда

$$H_2O = 9H'_T + 0,01 g_T W^P - 9(2H_2 + 4CH_4 + 4C_2H_4) \text{ кг (H}_2\text{O) на 100 молей газа.}$$

Выход влажного газа с 1 кг первичного топлива:

$$E_{вл} = E_c \frac{100 + \frac{H_2O}{18}}{100} \text{ нм}^3 \text{ вл. газа на 1 кг топлива.}$$

<sup>1</sup> См. И. С. Мезина и др., Лёгкие газогенераторы автотракторного типа, стр. 176, табл. 17, стр. 172 — 173, табл. 16, 1934; Н. П. Вознесенский, Лёгкие газогенераторы, стр. 149, табл. 44. „Сборник статей по вопросу двигателей“, изд. „Водный транспорт“, стр. 124, табл. 12, 1940. Формулы расчёта на 100 молей сухого газа см. обоснование у И. С. Мезина.

Таким образом могут быть определены основные факторы процесса газификации  $Q_H^P$ ,  $E_c$ ,  $E_{вл}$ , необходимые в дальнейшем для расчета основных размеров генератора. Расчетные величины по приведенным выше топливам приводятся в табл. 3.

Таблица 3

Расчетные величины основных параметров процесса газификации (сухой газ)

Обозначение величины	Номера топлива по табл. 1								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_H^P$	1225	833	1060	1196	1101	1164	1050	1055	1102
$\varphi$	0,973	0,973	0,975	0,976	0,976	0,976	0,946	0,952	0,956
$C'_T$	378	354	385	386,4	382,8	387,6	393	375	398
$H'_T$	46,8	43,8	49,2	48,8	48,4	49,6	41,0	37,0	40,2
$O'_T$	334,5	313,6	341,0	336,0	332,8	342,0	264,0	236,0	203,0
$N'_T$	7,6	7,3	—	6,2	6,2	7,0	—	—	8,85
$G_T$	972	1169	956	981,6	1024	1169	1345	900	832
$E_c$	2,3	1,92	2,34	2,28	2,19	1,92	—	2,49	2,69
$H_2O$	226,6	523,6	266	223,3	326,2	417,0	599,0	186,0	230,5
$E_{вл}$	2,58	2,48	2,68	2,57	2,59	2,36	—	2,75	3,02

### Расчет производительности газогенератора

Часовая производительность по сухому газу определяется техническими условиями проектного задания.

Часовой расход твердого топлива на газогенератор:

$$G_{\text{час}} = \frac{V_c}{E_c} \text{ кг топлива в час.}$$

Часовой выход влажного генераторного газа:

$$V_{\text{час}}^{вл} = E_{вл} G_{\text{час}}$$

Часовой расход воздуха находится по балансу азота:

$$L_{\text{час}} = \frac{N - N_T}{100 \cdot 0,79} \cdot V_{\text{час}}^c \text{ нм}^3/\text{час},$$

где  $N\%$  — содержание азота в сухом генераторном газе,

$$N_T \frac{\text{(кг молей N}_2\text{)}}{100 \text{ молей газа}} = \frac{N'_T}{28}$$

— расход в молях азота первичного топлива на 100 молей газа.

### Расчет основных размеров газогенератора

Выше отмечалось, что производительность генератора определяется назначением установки, а при переводе двигателей — и выбором рабочего процесса.

При определении размеров газогенератора не во всех случаях правильно стремление покрыть всю потребную мощность одним генератором. При достаточно крупных установках должны быть учтены условия загрузки станции потребителем, резерв ее и другие соображения, характеризующие нагрузку генераторов. Следует также принимать во внимание, что генераторы обратного процесса склонны к некоторой разладке процесса газификации в периоды загрузки. Поэтому при определении основных размеров важно правильно выбрать количество генераторов, учитывая, что его увеличение способствует стабильности состава газа в общем газовом коллекторе за счет неодновременности загрузки по отдельным агрегатам.

Диаметр шахты газогенератора определяется из уравнения:

$$G_{\text{час}} = \frac{i \pi \cdot D_{\text{ш}}^2}{4} q,$$

где  $i$  — число генераторов, принятое для покрытия суммарной часовой производительности генераторной станции;

$D_{\text{ш}}$  м — диаметр шахты генератора;

$q$  кг/м<sup>2</sup> час — напряжение горения генератора;

$G_{\text{час}}$  кг/час — часовой расход твердого топлива.

Определяющим параметром является напряжение горения в генераторе. Отсутствие данных о стационарных установках с обратным процессом затрудняет выбор этого параметра и заставляет ориентироваться на данные о прямом процессе, ибо напряжения горения, принимаемые в автотракторных установках и отвечающие условиям газификации, приближающейся к скоростной, неприемлемы (для транспортных установок на чурках с влажностью не более 20% напряжение горения порядка  $q = 850 \div 900$  кг/м<sup>2</sup> час).

Для генераторов прямого процесса напряжение горения характеризуется приведенными в табл. 4 значениями, относимыми к абсолютно сухому топливу (кг/м<sup>2</sup> час) (см. Н. Е. Рамбуш, Газогенераторы, ГОНТИ, 1939, стр. 297).

Таблица 4

Топливо	Конструкция генератора		
	Самодувный с неподвижной решеткой и ручной шуровкой	Дутьевой с неподвижной решеткой	С механической решеткой и ручной шуровкой
Дрова-поленья	70—100	110—160	—
Щепа	—	180—250	—
Торф	40—60	70—180	250—400 140—330

Повышение производительности, достигнутое на установках СССР в генераторах с механическим золоудалением, характеризуется данными табл. 5.

Таблица 5

Род топлива	Нормальные интенсивности кг/м <sup>2</sup> час	Достигнутые интенсивности кг/м <sup>2</sup> час
Древесина (щепа)	180—250	280—400
Торф	180—220	280—410

В проектах МВТУ было принято по рабочему топливу  $q = 250 \div 350$  кг/м<sup>2</sup> час, так как больших значений при ручной загрузке и золоудалении ожидать трудно.

Следующим конструктивным размером, определяющим емкость бункера, является высота его от уровня фурм до верха. Соображениями, которые должны быть приняты во внимание, служат: а) длительность пребывания топлива в бункере, важная для создания благоприятных условий прогрева, подсушки и сухой перегонки; б) учет условий теплопередачи от нижних более горячих зон, откуда теплопередача осуществляется в основном излучением; в) соотношение  $H_{\text{ш}}/D_{\text{ш}}$ , влияющее на общие конструктивные формы и предопределяющее размеры поверхности теплообменника для получения горячего дутья при внутреннем его расположении.

Теоретическая продолжительность прогорания полной загрузки топлива:

$$\tau_0 = \frac{V_0 (\text{м}^3) \gamma_{\text{нас}} (\text{кг/м}^3)}{G_{\text{час}} (\text{кг/час})};$$

в выполненных проектах принимались:  $\gamma_{\text{нас}} = 400$  кг/м<sup>3</sup> и  $H_{\text{ш}}/D_{\text{ш}} = 2,4 \div 3,33$ , что дает  $\tau_0 = 2,5 \div 6,75$  часа.

Высота фурм над колосниковой решеткой ( $H_{\text{ф}}$ ), определяющая толщину зон горения и восстановления, до некоторой степени может быть охарактеризована отношением  $H_{\text{ф}}/D_{\text{ш}} = 1,24 \div 1,38$ .

В конструкциях с периферийным дутьем при переходе от зоны горения к зоне восстановления введено сужение шахты (горловина), широко применяемое и оправдавшее себя в автотракторных установках. В конструктивном отношении горловина облегчает отбор газа и, повидимому, способствует интенсификации процесса газификации за счет увеличения скоростей газового потока и лучшего его распределения по толще восстановительной зоны. Принятые значения диаметра горловины  $D_{\text{г}}$  дают  $D_{\text{г}}/D_{\text{ш}} \approx 0,6$ , т. е. то соотношение, которое является обычным для транспортных установок. Во избежание зависания топлива наклон стенки горловины шахты должен быть не менее 60°.

Высота пояса горловины  $H_{\text{г}}$  выбиралась также с ориентировкой на транспортные установки, причем

$$\frac{H_{\text{г}}}{D_{\text{ш}}} \approx 0,7 \div 0,85.$$

Основное назначение проектируемых генераторов — обслуживание ими стационарных двигателей, переводимых на генераторный газ; отсюда, поскольку транспортирование воздуха и газа по всей системе идет за счет всасывания, вытекало для всего проектирования предпосылка: максимально снизить сопротивление на всем воздушном и газовом трактах. Исходя из сказанного, было принято решение для снижения гидравлических потерь выбирать возможно малые скорости; конкретно при расчете воздушных фурм периферийного дутья вопрос ставился



так: обеспечить равномерное распределение воздуха по всему поясу зоны горения не за счет пробивной способности воздушных масс, а за счет подвода их по всей периферии. Это приводило к тому, что фурмы принимали форму ласточкина хвоста, размеры выходных сечений их делались максимальными и ограничивались лишь условиями кладки кирпича. При введении центрального дутья скорость его была принята до 8,7 м/сек (считая при температуре  $t_b = 0^\circ \text{C}$  и давлении 760 мм рт. ст.). Такая постановка вопроса не может встречать возражений и в отношении установок для печей, так как приводит к снижению мощности вентилятора.

### Расчет теплообменника

Требование промышленности минимально расходовать металл привело к кирпичной конструкции генератора, последняя же вынудила отказаться от использования физического тепла генерированного газа на подогрев бункера ввиду малой теплопроводности кирпичных стенок бункера. Для регенерации тепла газа оставалось, таким образом, ввести в генератор теплообменник для горячего дутья. Конструкции теплообменников выясняются из рассмотрения схем фиг. 13 и 14. По 1-й схеме (фиг. 13) в кладке генератора выполняются вертикальные каналы, расположенные равномерно по окружности, концентричной шахте генератора. Засос воздуха в каналы производится сверху. Внизу каналы подходят к поясу фурм. Внутри каждого канала проходит вертикальная труба, по которой направлен снизу вверх поток генерированного газа, отбираемого внизу по выходе из зоны восстановления и направляемого по трубам в коллектор, выполненный в бетонной головке генератора. Эта схема применена в конструкциях с периферийным дутьем для шахт с диаметром 0,75—1,2 м.

2-я схема (фиг. 14) применена в конструкциях с центральным дутьем для шахты с диаметром 1,5 м. Поток воздуха направлен внутри труб, поток газа направлен в затрубном пространстве вертикальных каналов, выложенных в кладке генератора. Воздушные трубчатые стояки двух смежных газовых каналов соединены вверху коленом. Нижние концы стояков служат: один — для засоса воздуха, второй — для подвода его к фурмам. Поток газов в затрубном пространстве направлен снизу вверх, поэтому в стояке, через который осуществляется засос воздуха, имеет место прямоток (совпадение направления потока газа и воздуха). Наоборот, в стояке, в котором имеет место нисходящий ток воздуха и который служит для подвода воздуха к фурмам, осуществляется противоток. Ниже приводятся схемы расчета теплопередачи для обоих вариантов и даны примеры расчета.

1-я схема. Расчет должен выяснить количество теплоты, регенерируемое в теплообменнике, т. е. дать возможность подсчета тепла, отдаваемого газом воздуху и используемого далее для испарения влаги топлива. Таким образом в конечном счете

найдется снижение влажности топлива за счет регенерации физического тепла газа. Исходными данными в расчете являются часовая производительность генератора по сухому и влажному газу  $V_{\text{газ}}^c$  и  $V_{\text{газ}}^{вл}$  и часовое потребление воздуха  $L_{\text{час}}$ . При расчете размеры каналов для воздуха и газа считаются заданными конструктивными соображениями и компоновкой установки. Поэтому расчет носит характер проверочного с точки зрения удовлетворения выбранных конструктивных размеров задачам теплообменника.

При выполнении расчета приходится сначала задаться средней температурой воздуха  $t_{\text{вз}}^{\text{ср}}$ , средней температурой газа  $t_{\text{газ}}^{\text{ср}}$ , средней температурой кладки воздушного канала  $t_{\text{кан}}$ . Далее в расчете эти величины определяются подсчетом, и достаточно близкое совпадение полученных расчетных значений с предположительными явится свидетельством правильности выбора величин и расчета. В противном случае приходится расчет делать вновь, исходя из новой оценки температур.

Теплота, отдаваемая газом воздуху за счет теплопередачи соприкосновением, найдется по уравнению:

$$Q_c^r = k_c n F_{\text{тр}} (t_{\text{газ}}^{\text{ср}} - t_{\text{в}}^{\text{ср}}) \text{ кал/час},$$

где  $n$  — число труб;

$F_{\text{тр}}$  — теплопередающая поверхность трубы (поверхность активной части трубы);

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\Delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C час} \text{ — коэффициент теплопередачи соприкосновением;}$$

$\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от газа к трубе;

$\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху;

$\Delta$  — толщина стенки трубы в м;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала трубы в кал/м  $^\circ\text{C час}$ .

Коэффициент теплоотдачи от газа к трубе  $\alpha_1$  определяется через критерий  $Nu$ :

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d};$$

для теплоотдачи от газа к трубе критерий  $Nu$  подсчитывается по формуле Крауссольда

$$Nu_f = 0,024 Re_f^{0,8} Pr^{0,33},$$

где подстрочный индекс  $f$  дает указание на выбор „определяющей“ температуры, по которой берутся физические параметры и величины, вносимые в формулу; у Крауссольда  $t_f$  — температура жидкости, т. е. в нашем случае —  $t_{\text{газ}}^{\text{ср}}$ ; критерий Рейнольдса

$$Re_f = \frac{w_f d}{\nu_f};$$

критерий Прандтля

$$Pr_f = \frac{\nu_f}{a_f};$$

коэффициент теплопроводности газа  $\lambda_f$  — кал/м°Ц час; диаметр трубы —  $d$  м; средняя скорость газа в трубе, подсчитанная по температуре газа  $t_{газ}^{cp}$  и давлению газа,  $p_r$  —  $\omega_f$  м/сек; кинематическая вязкость газа по  $t_{газ}^{cp}$  —  $\nu_f$  м²/сек; коэффициент температуропроводности газа по  $t_{газ}^{cp}$  —  $a_f$  м²/час.

Коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху  $\alpha_2$  определяется через критерий  $Nu$ , находимый в данном случае (ввиду малых значений критерия Рейнольдса) по формуле Ватцингера-Джонсона:

$$Nu = 0,255 (Gr)^{0,25} (Re)^{0,07} (Pr)^{0,37},$$

где подстрочный индекс (\*) дает указание на выбор „определяющей“ температуры  $t$  по Ватцингеру:

$$t = t_f - 0,54 (t_f - t_w),$$

если  $t_w$  — температура омываемой потоком поверхности; критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g \beta \Delta t d_{эКВ}^3}{\nu^2},$$

где  $g = 9,81$  м/сек² — ускорение силы тяжести;

$\beta = \frac{1}{273}$  — коэффициент объемного расширения газов;

$\Delta t$  — избыточная температура;

$$\Delta t = t_w - t_f = t_{тр} - t_{в}^{cp};$$

$d_{эКВ} = \frac{4f}{u}$  — эквивалентный диаметр — определяют из соотношения величин  $f$  — сечения затрубного пространства, по которому протекает воздух, и  $u$  — периметра, по которому учитывается теплоотдача.

Как указывалось выше, при подсчетах все физические константы и скорость воздуха берутся по „определяющей“ температуре. Коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{эКВ}},$$

где  $\lambda_*$  — коэффициент теплопроводности воздуха — тоже должен быть взят по  $t_*$ .

Количество теплоты, отдаваемое газом за счет излучения трубы на кладку канала,  $Q_{л} = k_{л} n F_{тр} (t_{газ}^{cp} - t_{в}^{cp})$  кал/час, где  $k_{л}$  — коэффициент теплопередачи излучением, отнесенный к разности температур  $(t_{газ}^{cp} - t_{в}^{cp})$  и определяемый из выражения:

$$k_{л} = \frac{C}{(t_{газ}^{cp} - t_{в}^{cp})} \left[ \left( \frac{T_{тр}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{кан}}{100} \right)^4 \right] \text{ кал/м}^2 \text{°Ц час},$$

в котором  $C$  — приведенный коэффициент излучения

$$C = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{F_{тр}}{F_{кан}} \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s} \right)},$$

а  $C_1, C_2, C_s$  — коэффициенты излучения трубы, кладки и абсолютно черного тела;

$$T_{тр} = 273 + t_{тр}; \quad T_{кан} = 273 + t_{кан};$$

$F_{тр}$  и  $F_{кан}$  — теплоотдающая и тепловоспринимающая поверхности.

Полное количество теплоты, отдаваемое газом:

$$Q_{\Sigma}^r = Q_c^r + Q_l^r = k n F_{тр} (t_{газ}^{cp} - t_{в}^{cp}),$$

где  $k = k_c + k_l$  — суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий теплопередачу как соприкосновением, так и излучением.

Снижение температуры газа

$$\Delta t_{газ} = \frac{Q_{\Sigma}^r}{V_{час}^{вл} \cdot c_{газ}},$$

где  $c_{газ}$  — кал/м³°Ц — объемная теплоемкость газа.

Регенерируемое тепло  $Q_{\Sigma}^в$ , воспринимаемое воздухом, получается последним при соприкосновении с трубой  $Q_c^r$  (определено выше) и при соприкосновении с кладкой канала  $Q_c^{кан}$ ; последнее выразится так:

$$Q_c^{кан} = \alpha_3 n F_{кан} (t_{кан} - t_{в}^{cp}) \text{ кал/час};$$

коэффициент теплоотдачи  $\alpha_3$  от поверхности кладки к воздуху найдется по критерию  $Nu$ , определяемому ввиду малых значений критерия  $Re$  по формуле Ватцингера-Джонсона:

$$Nu = 0,255 (Gr)^{0,25} (Re)^{0,07} (Pr)^{0,37},$$

где подстрочный индекс \* дает указание на „определяющую“ температуру.

$$t = t_f - 0,54 (t_f - t_w);$$

$t_w$  — температура стенки, омываемой потоком, т. е.

$$t_w = t_{кан} \text{ и } t = t_{в}^{cp} - 0,54 (t_{в}^{cp} - t_{кан}).$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности каналов к воздуху  $\alpha_3 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{эКВ}}$ . В этом случае при теплоотдаче от поверхности каналов к воздуху  $d_{эКВ} = \frac{4f}{u'}$ , где  $f$  — сечение затрубного пространства, а  $u'$  — периметр сечения канала.

Полное количество теплоты, воспринятое воздухом:

$$Q_{\Sigma}^{вз} = Q_c^r + Q_c^{кан} \text{ кал/час.}$$

Повышение температуры воздуха  $\Delta t_{вз} = \frac{Q_{\Sigma}^{вз}}{L_{час} \cdot c_{вз}}$ , где

$c_{вз}$  — объемная теплоемкость воздуха.

Считая заданной температуру засасываемого воздуха  $t'_{вз}$ , имеем его расчетную температуру при выходе из теплообменника:  $t''_{вз} = t'_{вз} + \Delta t_{вз}$ , откуда находится расчетная величина

средней температуры воздуха  $t_{вз}^{ср} = \frac{t'_{вз} + t''_{вз}}{2}$ , которая может

быть сопоставлена со значением  $t_{вз}^{ср}$ , принятым в начале расчета.

Найденное выше значение снижения температуры газа  $\Delta t_{газ}$  позволяет определить температуры его при входе в теплообменник и при выходе оттуда:

$$t'_{газ} = t_{газ}^{ср} + \frac{\Delta t_{газ}}{2}; \quad t''_{газ} = t_{газ}^{ср} - \frac{\Delta t_{газ}}{2}.$$

Для оценки расчета температура при входе в теплообменник должна быть сопоставлена с температурой газа при выходе из восстановительной зоны, где она не превышает  $700^{\circ}\text{C}$ .

Для проверки принятого ранее значения температуры поверхности трубы из сравнения теплового баланса

$$\alpha_1 (t_{газ}^{ср} - t_{тр}) = k (t_{газ}^{ср} - t_{вз}^{ср})$$

находится  $t_{тр}$ :

$$t_{тр} = t_{газ}^{ср} - \frac{k}{\alpha_1} (t_{газ}^{ср} - t_{вз}^{ср}).$$

Часовое количество влаги, испаряемое за счет регенерированного тепла

$$G_{вп} = \frac{Q_{\Sigma}^{вз}}{600} \text{ кг/час.}$$

Снижение процента влажности топлива за счет испарения части влаги регенерированным теплом

$$\Delta(W_p) = \frac{G_{вп}}{G_{час}} \cdot 100\%.$$

*Пример расчета.* Генератор производительностью  $V_{час}^c = 345 \text{ нм}^3/\text{час}$ ,  $V_{час}^{вл} = 425 \text{ нм}^3/\text{час}$ ,  $L_{час} = 212 \text{ нм}^3/\text{час}$ ,  $G_{час} = 180 \text{ кг/час}$ . Диаметр шахты  $D_{ш} = 900 \text{ мм}$ , топливо — швырок смешанный,  $W_p = 32,0$ ; из конструктивных соображений и компоновки установки принято: количество воздушных каналов  $n = 8$ , сечение канала —  $0,250 \times 0,250 \text{ м}$ , трубы для газа диаметром  $150/159 \text{ мм}$ , активная высота труб  $l = 2,5 \text{ м}$

$$\begin{aligned} t_{газ}^{ср} &= 600^{\circ}\text{C} & t_{тр} &= 240^{\circ}\text{C}, \\ t_{вз}^{ср} &= 120^{\circ}\text{C} & t_{кан} &= 200^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Теплоотдача от газа к трубе по Крауссольту. Физические константы для газа с достаточным приближением могут быть взяты теми же, что и для воздуха по „определяющей“ температуре:

$$t_f = t_{газ}^{ср} = 600^{\circ}\text{C}^1.$$

Коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_f = 0,98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{сек.}$$

Коэффициент теплопроводности

$$\lambda_f = 5,0 \cdot 10^{-2} \text{ кал/м}^{\circ}\text{C час.}$$

Критерий Прандтля

$$Pr_f = 0,723.$$

Критерий Рейнольдса

$$Re_f = \frac{2,9 \cdot 0,150}{0,98 \cdot 10^{-4}} = 4420,$$

где средняя скорость газа в трубе подсчитана при  $t_{газ}^{ср} = 600^{\circ}\text{C}$  и  $P_{газ} = 700 \text{ мм рт. ст.}$ :  $w_f^{газ} = 2,9 \text{ м/сек}$ ; внутренний диаметр трубы  $d_{вн} = 0,150 \text{ м}$ .

Подстановка в выражение критерия Нуссельта дает  $Nu_f = 0,024 \cdot 4420^{0,8} \cdot 0,723^{0,35} = 17,8$ .

Коэффициент теплоотдачи от газа к трубе

$$\alpha_1 = \frac{17,8 \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{0,150} = 5,94 \text{ кал/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C час.}$$

Теплоотдача от трубы к воздуху. „Определяющая“ температура  $t_* = 120 - 0,54 (120 - 240) = 185^{\circ}\text{C}$ .

Коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_* = 33,2 \cdot 10^{-6}.$$

Коэффициент теплопроводности

$$\lambda = 3,07 \cdot 10^{-2}.$$

Критерий Прандтля

$$Pr = 0,722.$$

Сечение для прохода воздуха в канале

$$f_{вз} = 0,25^2 - 0,785 \cdot 0,159^2 = 0,0426 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха по  $t_* = 185^{\circ}\text{C}$ .

$$w_* = \frac{212 \cdot 458}{273 \cdot 3600 \cdot 8 \cdot 0,0426} = 0,29 \text{ м/сек.}$$

$$d_{экр} = \frac{4 \cdot 0,0426}{\pi \cdot 0,159} = 0,341 \text{ м.}$$

<sup>1</sup> М. В. Кирпичев, М. А. Михеев, Л. С. Эйгенсон, Теплопередача, М. — Л. 1940.

Критерий Рейнольдса

$$Re_* = \frac{0,29 \cdot 0,341}{33,2 \cdot 10^{-6}} = 2980.$$

Избыточная температура  $\Delta t = 240 - 120 = 120$ .

Критерий Грасгофа

$$Gr_* = \frac{0,81 \cdot 120 \cdot 0,341^3 \cdot 10^{12}}{273 \cdot 33,2^2} = 153,5 \cdot 10^6.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_* = 0,255 \cdot (153,5 \cdot 10^6)^{0,25} \cdot 2980^{0,07} \cdot 0,722^{0,37} = 44,2.$$

Коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху

$$\alpha_2 = \frac{44,2 \cdot 3,07 \cdot 10^{-2}}{0,341} = 3,98 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{Ц час.}$$

Толщина стенки трубы  $\Delta = 0,005$  м, коэффициент теплопроводности  $\lambda = 40$  кал/м<sup>°Ц час.</sup>

Коэффициент теплопередачи соприкосновением

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{5,94} + \frac{0,005}{40} + \frac{1}{3,98}} = 2,38 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{Ц час.}$$

Если принять  $C_{тр} = C_{кан} = 4,6$  кал/м<sup>2</sup>  $\left(\frac{^\circ\text{абс}}{100}\right)^4$  час,  $C_s = 4,96$ ,

$$\frac{F_{тр}}{F_{кан}} = \frac{\pi dl}{4al} = \frac{\pi \cdot 0,159}{4 \cdot 0,250} = 0,5;$$

приведенный коэффициент излучения получит значение:

$$C = \frac{1}{\frac{1}{4,6} + 0,5 \left( \frac{1}{4,6} - \frac{1}{4,96} \right)} = 4,45 \text{ кал/м}^2 \left( \frac{^\circ\text{абс}}{100} \right)^4 \text{ час.}$$

Коэффициент теплопередачи излучением, отнесенный к разности температур  $(t_{газ}^{ср} - t_{вз}^{ср})$ :

$$k_l = \frac{4,45}{600 - 120} (5,13^4 - 4,73^4) = 1,85 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{Ц час.}$$

Полное количество теплоты, отдаваемое газом:

$$Q_{\Sigma}^r = (2,38 + 1,85) \cdot 8 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 2,5 (600 - 120) = 19\,100 \text{ кал/час.}$$

Снижение температуры газа:

$$\Delta t_{газ} = \frac{19\,100}{0,3 \cdot 425} = 150^\circ \text{Ц.}$$

Теплоотдача от кладки канала к воздуху:

$$t_* = 120 - 0,54 (120 - 200) = 160^\circ \text{Ц,}$$

$$d_{экв} = \frac{4 \cdot 0,0426}{4 \cdot 0,25} = 0,17 \text{ м.}$$

$$Re_* = 1520; Gr_* = 15 \cdot 10^6; Nu_* = 7,4.$$

Коэффициент теплоотдачи от кладки к воздуху:

$$\alpha_3 = 1,29 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{Ц час.}$$

$$Q_c^{кан} = 1,29 \cdot 4 \cdot 0,25 \cdot 2,5 \cdot 8 \cdot 80 = 2070 \text{ кал/час.}$$

$$Q_{\Sigma}^{вз} = Q_c^r + Q_c^{кан} = 10\,750 + 2070 = 12\,800 \text{ кал/час.}$$

Повышение температуры воздуха  $\Delta t^{вз} = \frac{12\,800}{0,31 \cdot 212} = 195^\circ \text{Ц.}$

При  $t'_{вз} = 20^\circ \text{Ц}$  температура его при выходе из теплообменника  $t''_{вз} = 20 + 195 = 215^\circ \text{Ц}$  и средняя расчетная  $t_{вз}^{ср} = 118^\circ \text{Ц}$ , что достаточно близко к температуре, принятой по предположительной оценке.

Температура газа при входе в теплообменник

$$t'_{газ} = 600 + \frac{150}{2} = 675^\circ \text{Ц,}$$

при выходе  $t''_{газ} = 600 - \frac{150}{2} = 525^\circ \text{Ц.}$

Полученное значение  $t'_{газ} = 675^\circ \text{Ц}$  приемлемо как температура, близкая к условиям при выходе из восстановительной зоны.

Температура внутренней поверхности трубы:

$$t_{тр. вн} = 600 - \frac{4,23}{5,94} \cdot (600 - 120) = 258^\circ \text{Ц.}$$

Количество влаги, испаряемое регенерированным теплом:

$$G_{wp} = \frac{12\,800}{600} = 21,4 \text{ кг/час.}$$

Снижение процента влажности топлива;

$$\Delta(W^p) = \frac{21,4 \cdot 100}{180} = 11,9\%.$$

2-я схема. Задачи расчета те же, что и для первого варианта теплообменника. Теплообменник состоит из нескольких элементов, работающих параллельно. В каждом элементе имеется участок, на котором происходит теплопередача в условиях прямотока, а также участок, где имеет место противоток.

Исходными данными в расчете служат производительность генератора по сухому и влажному газу и часовое потребление воздуха. При расчете задаются температурой всасываемого воздуха  $t'_{вз}$  и температурой газа при входе в теплообменник  $t'_{газ}$ .

Для нахождения температур при выходе расчетными формулами принимаются<sup>1</sup>:

<sup>1</sup> М. В. Кирпичев, М. А. Михеев, Л. С. Эйгенсон, Теплопередача, М—Л. 1940.

При прямотоке

$$t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2') \psi_{\text{прям}} \left( \frac{W_2}{W_1}, \frac{kF}{W_1} \right)$$

и

$$t_2'' - t_2' = (t_1' - t_2') \frac{W_1}{W_2} \psi_{\text{прям}} \left( \frac{W_1}{W_2}, \frac{kF}{W_1} \right),$$

где функция

$$\psi_{\text{прям}} \left( \frac{W_1}{W_2}, \frac{kF}{W_1} \right) = \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{w_1}{w_2}\right) \frac{kF}{w_1}}}{1 + \frac{W_1}{W_2}}.$$

При противотоке

$$t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2') \psi_{\text{прот}} \left( \frac{W_1}{W_2}, \frac{kF}{W_1} \right)$$

и

$$t_2'' - t_2' = \left( t_1' - t_2' \frac{W_1}{W_2} \right) \psi_{\text{прот}} \left( \frac{W_1}{W_2}, \frac{kF}{W_1} \right),$$

где функция

$$\psi_{\text{прот}} \left( \frac{W_1}{W_2}, \frac{kF}{W_1} \right) = \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{kF}{W_1}}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{kF}{W_1}}}.$$

В приведенных формулах подстрочный индекс (1) обозначает горячую жидкость, подстрочный индекс (2) обозначает холодную жидкость, надстрочный индекс (') обозначает температуру при входе жидкости и надстрочный индекс (") обозначает температуру при выходе жидкости.

Водяной эквивалент  $W \text{ кал/час } ^\circ\text{Ц} = G \text{ кг/час} \cdot C \cdot \text{кал/кг } ^\circ\text{Ц}$ .

$F \text{ м}^2$  — активная поверхность теплообменника;

$k$  —  $\text{кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{Ц час}$  — коэффициент теплопередачи.

При расчете  $k$  расценивается предположительно; после получения расчетных значений  $t_1''$  и  $t_2''$  значение коэффициента  $k$  проверяется по выражению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\Delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

(членом  $\frac{\Delta}{\lambda}$  практически для металлических труб можно пренебречь).

Достаточно близкое совпадение значений  $k$  — расчетного и принятого ранее предположительно — позволит считать расчет правильным.

Полученные температуры выхода позволяют для каждого участка теплообменника найти количества теплоты, отдаваемые газом воздуху:

$$Q_{\text{I ход}} = W_1 (t'_{\text{газ I}} - t''_{\text{газ I}}) = W_2 (t''_{\text{вз I}} - t'_{\text{вз I}});$$

$$Q_{\text{II ход}} = W_1 (t''_{\text{газ II}} - t'_{\text{газ II}}) = W_2 (t''_{\text{вз II}} - t'_{\text{вз II}}),$$

причем:

$$t'_{\text{газ I}} = t''_{\text{газ II}}; \quad t''_{\text{вз I}} = t'_{\text{вз I}}.$$

Таким образом полное количество теплоты, регенерируемое в воздухе:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{I ход}} + Q_{\text{II ход}}.$$

Далее приближенно подсчитывается потеря в окружающую среду:

$$Q_{\text{окр. ср}} = kF_{\text{ген}} (t_{\text{газ}}^{\text{ср}} - t'_{\text{вз I}}).$$

Общая отдача тепла газом  $Q_{\text{газ}} = Q_{\text{вз}} + Q_{\text{окр. ср}}$ . Полное снижение температуры газа  $\Delta t_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{газ}}}{W_1 \cdot 2}$ ; температура газа за теплообменником  $t''_{\text{газ}} = t'_{\text{газ I}} - \Delta t_{\text{газ}}$ .

Количество влаги, испаряемое за счет регенерируемого тепла:

$$G_{\text{вп}} = \frac{Q_{\text{вз}}}{600} \text{ кг/час}.$$

Снижение процента влажности топлива за счет подсушки регенерированным теплом

$$\Delta(W^p) = \frac{G_{\text{вп}}}{G_{\text{час}}} \cdot 100\%.$$

Пример расчета. Генератор для двигателя  $N_e = 400 \text{ л.с.}$  (газовая мощность) с производительностью  $V_{\text{час}}^c = 900 \text{ нм}^3/\text{час}$ ,  $V_{\text{час}}^{\text{вл}} = 1100 \text{ нм}^3/\text{час}$ , расход воздуха  $L_{\text{час}} = 550 \text{ нм}^3/\text{час}$  и расход топлива  $G_{\text{час}} = 470 \text{ кг/час}$ .

Диаметр шахты генератора 1,5 м. Теплообменник генератора состоит из четырех элементов. В каждом элементе имеется два канала, по которым поднимаются газовые потоки. Воздух, поступающая в элемент теплообменника по трубе диаметром 150/159 мм, протекает по ней последовательно через оба канала. В первом ходе (канале) теплопередача осуществляется в условиях прямотока, во втором — противотока. Сечение каналов  $0,250 \times 0,250 \text{ м}$ , расчетная длина 5,5 м.

Первый ход (канал) — прямоток

Сечение воздушной трубы:

$$f_{\text{вз}} = 0,785 \cdot 0,150^2 = 0,0177 \text{ м}^2.$$

Сечение газового канала:

$$f_{\text{газ}} = 0,25 \cdot 0,25 = 0,0177 = 0,0448 \text{ м}^2.$$

Водяной эквивалент для воздуха:

$$W_{\text{вз}} = 550 \cdot \frac{28,95}{22,4} \cdot 0,24 = 170 \text{ кал/час } ^\circ\text{Ц}.$$

Водяной эквивалент для газа (физические константы для газа приравнены к константам воздуха):

$$W_{\text{газ}} = \frac{1100}{2} \cdot \frac{28,95}{22,4} \cdot 0,24 = 170 \text{ кал/час } ^\circ\text{Ц}.$$

Теплопередающая поверхность всех первых ходов теплообменника:

$$F = 4\pi \frac{(0,150 + 0,159)}{2} \cdot 5,5 = 10,7 \text{ м}^2.$$

Заданными температурами принимаются: температура при входе воздуха в теплообменник  $t'_{вз} = 20^\circ \text{Ц}$ , температура газа при входе  $t'_{газ} = 700^\circ \text{Ц}$ ;

$$t''_{газ I} = t'_{газ} - (t'_{газ} - t'_{вз I}) \psi_{\text{прям}} \left( \frac{W_{вз}}{W_{газ}}, \frac{kF}{W_1} \right);$$

$$\frac{W_{вз}}{W_{газ}} = 1; \frac{kF}{W_1} = \frac{3,27 \cdot 10,7}{170} = 0,206.$$

Значение  $k$  оценено предположительно ( $k = 3,27 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$ )

$$\psi_{\text{прям}} = 0,17 \left( \frac{W_1}{W_2} = 1; \frac{kF}{W_1} = 0,206 \right)$$

(по таблице, приводимой в книге Кирпичева, Михеева и Эйгенсона „Теплопередача“).

$$t''_{газ I} = 700 - (700 - 20) \cdot 0,17 = 585^\circ \text{Ц},$$

$$t''_{вз I} = 20 + (700 - 20) \cdot 1 \cdot 0,17 = 135^\circ \text{Ц}.$$

Количество теплоты, отдаваемое газом воздуху в первых ходах теплообменника:

$$Q_{I \text{ ход}} = W_{газ}(t'_{газ I} - t''_{газ I}) = W'_{вз}(t''_{вз I} - t'_{вз I}) = 170 \cdot 115 = 19600 \text{ кал/час}.$$

Второй ход (канал) — противоток

Заданными являются  $t''_{вз I} = t'_{вз II} = 135^\circ \text{Ц}$ .

$$t'_{газ} = 700^\circ \text{Ц}; \frac{W_1}{W_2} = 1; \psi_{\text{прот}} = 0,17,$$

откуда

$$t''_{газ II} = 700 - (700 - 135) \cdot 0,17 = 605^\circ \text{Ц},$$

$$t''_{вз II} = 135 + (700 - 135) \cdot 0,17 = 230^\circ \text{Ц},$$

$$Q_{II \text{ ход}} = 170(700 - 605) = 16100 \text{ кал/час},$$

$$Q_{в} = 19600 + 16100 = 35700 \text{ кал/час}.$$

Теплоотдача от газа к трубе:

$$t_{газ}^{ср} = \left( \frac{585 + 605}{2} + 700 \right) \cdot \frac{1}{2} = 650^\circ \text{Ц};$$

$$t_{вз}^{ср} = 100^\circ \text{Ц}.$$

Скорость газа по  $t_{газ}^{ср} = 650^\circ \text{Ц}$  и  $P_{газ} = 700 \text{ мм рт. ст.}$

$$w_{газ} = \frac{1100}{2 \cdot 3600} \cdot \frac{923}{273} \cdot \frac{760}{700 \cdot 4 \cdot 0,0448} = 3,13 \text{ м/сек}.$$

Эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot 0,0448}{\pi \cdot 0,159} = 0,358 \text{ м}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{3,313 \cdot 0,358}{117,5 \cdot 10^{-6}} = 9520.$$

Критерий Нуссельта (по Крауссольту, случай охлаждения)

$$Nu_f = 0,024 \cdot 9520^{0,8} \cdot 0,724^{0,33} = 32,4.$$

Коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности трубы:

$$\alpha_{газ \rightarrow тр} = \alpha_1 = \frac{32,4 \cdot 5,35 \cdot 10^{-2}}{0,358} = 4,85 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}.$$

Теплоотдача от трубы к воздуху:

Скорость воздуха по

$$t_{вз}^{ср} = 100^\circ \text{Ц} \text{ и } P_{вз} = 740 \text{ мм рт. ст.}$$

$$w_{в} = \frac{550 \cdot 373 \cdot 760}{3600 \cdot 273 \cdot 740 \cdot 4 \cdot 0,0177} = 3,02 \text{ м/сек}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{3,02 \cdot 0,150}{23,78 \cdot 10^{-6}} = 19100.$$

Критерий Нуссельта (по Крауссольту, случай подогрева):

$$Nu_f = 0,024 \cdot 19100^{0,8} \cdot 0,722^{0,37} = 57,3.$$

Коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху:

$$\alpha_{тр \rightarrow в} = \alpha_2 = \frac{57,3 \cdot 2,64 \cdot 10^{-2}}{0,150} = 10,05 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{4,85} + \frac{1}{10,05}} = 3,27 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час},$$

что совпадает с принятым ранее значением.

Влага, испаряемая за счет регенерированного тепла:

$$G_{w,p} = \frac{35700}{600} = 59,5 \text{ кг/час}.$$

Снижение процента влажности:

$$\Delta(Wp) = \frac{59,5 \cdot 100}{470} = 12,65\%.$$

Потеря тепла в окружающую среду:

Эквивалентный диаметр при теплоотдаче от газа к кладке каналов:

$$d_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot 0,0448}{4 \cdot 0,25} = 0,179 \text{ м.}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{3,13 \cdot 0,179}{117,5 \cdot 10^{-6}} = 4760.$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu_f = 0,024 \cdot 4760^{0,8} \cdot 0,724^{0,33} = 18,5.$$

Коэффициент теплоотдачи от газа к кладке:

$$\alpha_{\text{газ} \rightarrow \text{кл}} = \alpha_1 = \frac{18,5 \cdot 5,35 \cdot 10^{-2}}{0,179} = 5,54 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Из конструктивных соображений толщина кладки принята

$$\frac{1,5 + 2}{2} = 1,75 \text{ кирпича} = 1,75 \cdot 0,250 = 0,436 \text{ м.}$$

При коэффициенте теплопроводности кладки

$$\lambda = 0,40 \text{ кал/м }^\circ\text{Ц час}$$

и коэффициенте

$$\alpha_{\text{кл} \rightarrow \text{нар. вз}} = \alpha_2 = 3 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$$

имеем:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5,54} + \frac{0,436}{0,40} + \frac{1}{3,0}} = 0,624 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Средний диаметр кольцевого теплопередающего слоя кладки  $d_{\text{ср}} = 3,125 \text{ м}$ , что дает:

$$F_{\text{кл}} = \pi \cdot 3,125 \cdot 5,5 = 54 \text{ м}^2.$$

Потеря в окружающую среду:

$$Q_{\text{окр. ср}} = 0,624 \cdot 54 \cdot (596 - 20) = 19\,350 \text{ кал/час.}$$

$$Q_{\text{газ}} = 35\,700 + 19\,350 = 55\,050 \text{ кал/час.}$$

Полное снижение температуры газа в теплообменнике

$$\Delta t_{\text{газ}} = \frac{55\,050}{170 \cdot 2} = 160^\circ \text{ Ц; } t''_{\text{газ}} = 700 - 160 = 540^\circ \text{ Ц.}$$

Температура на наружной поверхности кладки:

$$t_{\text{н. пов}} = 20 + \frac{0,624}{3,0} \cdot (595 - 20) = 140^\circ \text{ Ц.}$$

Расчет сопротивлений теплообменника и шахты генератора

Подлежат учету сопротивления на воздушном и газовом трактах. Сопротивления складываются из потерь при входе, местных сопротивлений при изменении сечений и направления потока,

сопротивлений трения в каналах, потерь при выходе и сопротивлений в слое насадки генератора. Соотношения для подсчета этих сопротивлений могут быть найдены в справочниках и литературе по расчету промышленных печей.

Для подсчета сопротивлений трению в каналах можно использовать формулу:

$$h_{\text{пот}} = \eta \cdot \frac{w_t^2}{2g} \cdot \frac{L}{d} \cdot \gamma_t = \eta \frac{w_0^2}{2g} \cdot \frac{L}{d} \cdot \gamma_0 (1 + \alpha t) \text{ мм вод. ст.,}$$

где  $L$  м — длина канала;

$d$  м — гидравлический диаметр;

$\eta$  — коэффициент трения.

Для ламинарного движения  $\eta$  — функция только критерия Рейнольдса

$$\eta = \frac{64}{Re} \text{ и } h_{\text{пот}} = 32 w \mu \frac{L}{d^2},$$

где коэффициент вязкости  $\mu$  кг·сек/м<sup>2</sup>. Для турбулентного движения коэффициент трения:

гладкие каналы

$$\eta = \frac{0,12}{Re^{0,25}};$$

шероховатые металлические каналы

$$\eta = \frac{0,129}{Re^{0,12}};$$

кирпичные каналы

$$\eta = \frac{0,175}{Re^{0,12}}.$$

Расчетные значения  $\eta$  рекомендуются для кирпичных каналов

$$\eta = 0,05;$$

для металлических трубопроводов, бывших долго в употреблении,

$$\eta = 0,045;$$

для металлических каналов, слабо окисленных,

$$\eta = 0,035 \div 0,04.$$

Сопротивление слоя кускового материала дается формулой:

$$\Delta p = \alpha \frac{L}{d} \gamma \frac{\left(\frac{w}{\xi}\right)^2}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$

где  $L$  — высота слоя материала в м;

- $d$  — средний размер кусков в  $m$ ;  
 $\gamma$  — удельный вес газа по  $p$  и  $t$  для газа в  $ка/м^3$ ;  
 $w$  — условная скорость газа при отсутствии загрузки шахты, т. е. отношение секундного объема газа к поперечному сечению шахты в  $м/сек$ ;  
 $\xi$  — отношение объема пустот к полному объему, коэффициент пустот;  
 $\alpha$  — коэффициент сопротивления, зависящий от  $Re = \frac{wd}{\nu\xi}$

(значения  $\alpha$  берутся по графику)<sup>1</sup>.

В книге проф. Мариенбаха приведены материалы, достаточные для выбора коэффициентов при расчете остальных сопротивлений.

При расчете всех вариантов выяснено, что сопротивления в теплообменнике и генераторе являются малыми и что наиболее значительным оказывается сопротивление в слое: в проведенных расчетах сопротивления в слое были в пределах 25 ÷ 50 мм вод. ст., прочие сопротивления суммарно укладывались в 5 ÷ 6 мм вод. ст. Сопротивления в генераторе при  $D_{ш} = 1,5 м$  распределяются следующим образом:

Суммарные потери на воздушном тракте	3,82 мм вод. ст.		
Потери газового тракта:			
в слое	50,00	"	"
трение	0,13	"	"
повороты	1,75	"	"
выходная	0,45	"	"
Итого на газовом тракте	52,33	мм вод. ст.	
Суммарные потери	56,15	"	"

Следует, конечно, иметь в виду, что малые потери обусловлены выбором скоростей, которые характеризуются для приведенного выше примера следующими значениями:

- скорость воздуха при входе 2,31  $м/сек$  (по  $t = 20^\circ C$ );
- скорость воздуха в каналах 2,94  $м/сек$  (по  $t = 100^\circ C$ );
- условная скорость газа по незаполненной шахте 1  $м/сек$  (по  $t = 1000^\circ C$ ;  $p = 700 мм рт. ст.$ );
- скорость газа в каналах 2,94  $м/сек$  (по  $t = 595^\circ C$ ;  $p = 700 мм рт. ст.$ ).

### Расчет мокрого очистителя (скрубера)

Для выбора основных размеров мокрого очистителя приходится пользоваться данными, которые встречаются в конструкциях для генераторов прямого процесса.

Исходными данными являются объем влажного газа, поступающего в скруббер,  $V_{час}^{вл} нм^3/час$  и объем сухого газа  $V_{час}^с нм^3/час$ , который может быть приравнен объему газа при выходе, пренебрегая объемом незначительного количества водяных паров соответственно небольшой температуре насыщения.

<sup>1</sup> См. Л. М. Мариенбах, Теория и конструкция заводских печей, стр. 188, ГНТИ, 1940.

Условная расчетная скорость, относимая к сечению шахты, не заполненной насадкой, находится по выражению:

$$w_c = \frac{V_{час}^с + V_{час}^{вл}}{2.3600 \cdot \pi/4 \cdot D_c^2}$$

(по нормальным условиям — 760 мм рт. ст. и  $0^\circ C$ ). Рекомендуется  $w_c = 0,10 \div 0,18 м/сек$ .

В ряде конструкций встречаются соотношения диаметра скрубера к диаметру шахты газогенератора  $\frac{d_c}{D_{ш}} = 1,1 \div 1,3$  и высоты

скрубера к диаметру  $\frac{H_c}{d_c} = 3 \div 5$ . Объем скрубера, отнесенный

к 1 л. с. —  $\frac{V_c}{N_e}$ , подсчитываемый по приведенным выше указаниям, оказывается несколько большим, чем данные Гюльднера: 25 ÷ 30 л/л. с., или 1% от часового расхода газа.

Приведенные данные относятся, как указывалось выше, к очистителям, предназначенным для газа прямого процесса; требования к очистке газа обращенного процесса являются более низкими, что может служить основанием для назначения несколько меньших размеров скруберов.

В качестве насадок для скрубера могут быть использованы различные тела, допускающие смачивание водой и дающие при заполнении шахты пустоты, равномерно распределенные по объему. Принимаются насадки коксовые, кварцевые, кольца Рашига, из деревянных реек, прутьев и др.

Газ подводится снизу, поднимаясь, проходит через толщу насадки и очищается, главным образом, от механических примесей за счет обтекания больших смоченных водой поверхностей насадки.

Гидравлические сопротивления насадок определяются по формуле:

$$h = \frac{\xi H V^2}{F^2},$$

где  $h$  — потеря напора в мм вод. ст.;

$H$  — высота заполнения в  $m$ ;

$V$  — объем газа в  $м^3/мин$ ;

$F$  — поперечное сечение башни в  $м^2$ ;

$\xi$  — коэффициент сопротивления.

Характеристики насадок (свободный объем в процентах, поверхность в  $м^2$  на 1  $м^3$ , насыпной вес, средний размер кусков, коэффициенты сопротивления) приведены в „Справочнике по машиностроению“ под ред. проф. М. М. Майзель (т. IV. „Химическая аппаратура“).

Высота заполнения насадкой  $H$  берется возможно большей, с учетом при этом удобства расположения брызгал, которые должны давать своим веером разбрызгивания равномерное распределение воды по всему сечению.



Расход воды на брызгала определяется по весовому количеству водяных паров, поступающих с влажным газом и конденсируемых в скрубере.

Вес водяных паров приближенно найдется по формуле:

$$W_k = \frac{V_{\text{час}}^{\text{вл}} - V_{\text{час}}^{\text{с}}}{22,4} \cdot 18 \text{ кг/час.}$$

Часовой расход воды на скрубер при температуре входа воды  $t'_{\text{вод}}$  и температуре выхода ее  $t''_{\text{вод}}$ :

$$W_c = \frac{V_{\text{час}}^{\text{с}} \cdot c'_p (t''_{\text{газ}} - t'_{\text{газ}}) \cdot 600 \cdot W_k}{t''_{\text{вод}} - t'_{\text{вод}}}$$

При напоре  $H_w$  м вод. ст., коэффициенте истечения  $\varphi$  (порядка 0,75) площадь сечения отверстий брызгал:

$$\Sigma f_0 = \frac{W_c}{3600 \varphi \sqrt{2gH_w}} \text{ м}^2.$$

При диаметре отверстий брызгал  $d_0$  м число их:

$$z_0 = \frac{\Sigma f_0}{0,785 d_0^2}$$

В условиях коксогазового производства наиболее распространенным видом насадки скруберов является так называемая хордовая насадка; под ней понимают насадку из деревянных реек толщиной 10—13 мм, высотой 100—120 мм, устанавливаемых на ребро с промежутками между рейками 15—25 мм.

Если  $A$  — сечение скрубера в  $\text{м}^2$ ;

$b$  — ширина поставленной на ребро рейки в  $\text{м}$ ;

$c$  — расстояние между рейками в  $\text{м}$ ;

$h$  — высота рейки в  $\text{м}$ ,

$n$  — число рядов насадки в скрубере,

то поверхность одного ряда насадки

$$f_{\text{ряда}} = \frac{2h}{b+c} A \text{ м}^2;$$

поверхность всей насадки скрубера

$$F_{\text{скр}} = \frac{2h \cdot n}{b+c} A \text{ м}^2$$

(приближенно, без учета горизонтальных поверхностей реек).

По отношению к этому типу скруберов имеются данные, позволяющие с рядом допущений произвести расчет скрубера, исходя из законов теплопередачи.

В расчете рассматривают две стадии. В первой предполагается охлаждение газа от начальной его температуры  $t_n$  до точки росы  $t_x$ . При протекании этой стадии влагосодержание газа увеличивается за счет того, что теплота, отдаваемая газом, идет на испарение охлаждающей воды, а образующиеся при этом пары примешиваются к влажному газу, поступившему в скрубер; таким образом

температура насыщения (точка росы  $t_x$ ) отвечает не первоначальному влагосодержанию, а тому, которое получится как результат суммирования первоначального влагосодержания с дополнительным количеством паров за счет испарения охлаждающей воды.

Тепло, отдаваемое газом в этой стадии:

$$Q_1 = (V_{\text{час}}^{\text{с}} c_{\text{сух.газ}} + G_{\text{в.п}} c_{\text{в.п}}) (t_n - t_x) = G_v [r + c'_{\text{в.п}} (t_x - t_v)],$$

где  $V_{\text{час}}^{\text{с}}$  — объем сухого газа ( $\text{нм}^3/\text{час}$ );

$c_{\text{сух.газ}}$  — теплоемкость его в интервале  $t_x \div t_n$  ( $\text{кал}/\text{нм}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ );

$G_{\text{в.п}}$  — количество водяных паров, вносимое в скрубер с влажным газом (в  $\text{кг}/\text{час}$ );

$c_{\text{в.п}}$  — теплоемкость водяных паров в интервале  $t_x \div t_n$  ( $\text{кал}/\text{кг} \text{ } ^\circ\text{C}$ );

$t_n$  — начальная температура газа;

$t_x$  — температура газа к концу первой стадии охлаждения, отвечающая условиям насыщения;

$G_v$  — количество испарившейся воды за счет теплоты  $Q_1$ , передаваемой охлаждающей воде (в  $\text{кг}/\text{час}$ );

$t_v$  — температура охлаждающей воды (делается допущение, что испарение идет без подогрева воды при  $t_v$ );

$c'_{\text{в.п}}$  — теплоемкость водяных паров в интервале  $t_v \div t_x$ .

Из приведенного уравнения теплового баланса подбором находят  $G_v$  и  $t_x$ . Первая стадия протекает в нижней части скрубера, на первых участках газового тракта; это позволяет оценить температуру охлаждающей воды  $t_v$  значением ее при выходе из скрубера.

Величина поверхности насадки, необходимая для первой стадии, найдется из уравнения:

$$Q_1 = k_1 F_{\text{скр}_1} \Delta t_1;$$

здесь  $k_1$  —  $\text{кал}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ час}$  — коэффициент теплоотдачи, вычисляемый по выражению  $k_1 = 6,3 v$ , где  $v$  — средняя скорость газа в насадке за первую стадию ( $\text{м}/\text{сек}$ );  $\Delta t_1$  — средняя разность температур газа и воды за первую стадию.

Вторая стадия охлаждения газа, протекающая в верхней части скрубера, дает охлаждение газа от  $t_x$  до  $t_k$  и сопровождается непрерывной конденсацией паров, находящихся в составе влажного насыщенного газа.

Количество теплоты  $Q_2$ , отдаваемое охлаждающей воде за вторую стадию, находится вычитанием теплосодержания газа и конденсата, покидающих теплообменник, из теплосодержания влажного газа, поступающего в теплообменник.

Поверхность насадки скрубера для осуществления второй стадии найдется из уравнения:

$$Q_2 = k_2 F_{\text{скр}_2} \Delta t_2;$$

здесь  $k_2$  — коэффициент теплоотдачи от насыщенного пара к воде ( $\text{кал}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ час}$ ) находится по формуле

$$k_2 = (62 + 0,503 P_s) \cdot (v_0 + 0,094) - 29,2,$$

где  $P_s$  мм рт. ст. — упругость насыщенного пара при температуре точки росы;

$v_0$  м/сек — скорость газа в насадке, считая ее на сухой газ и нормальные условия;

$\Delta t_2$  — средняя разность температур газа и воды за вторую стадию.

Полная поверхность насадки скрубера  $F_{скр} = F_{скр_1} + F_{скр_2}$ ; сопоставление найденной величины  $F_{скр}$  с выражением ее через число рядов насадки:

$$F_{скр} = \frac{2hn}{b+c} \cdot A$$

позволяет найти число рядов  $n$  и назначить высоту активной части скрубера<sup>1</sup>.

### Расчет сухого очистителя

Сухие очистители имеют обычно насадку из древесной шерсти (тонкая стружка), опилок или кокса. При выборе основных размеров исходят из малых скоростей, допускаемых в очистителях. В условном расчете по полному сечению шахты и по газу, относимому к нормальным условиям, скорости берутся в пределах 0,06 — 0,1 м/сек, причем меньшие значения скорости относятся к опилочным очистителям. По литературным данным (Гюльднер) объем сухого очистителя выбирается из расчета 5 л/л.с. (лучше 10 — 15 л/л.с.)

Сопротивление сухого очистителя:

$$\Delta_{с. оч.} = \xi \frac{H_{нас} V_0^2}{F_0^2} \text{ мм вод. ст.,}$$

где  $V_0$  — нм<sup>3</sup>/мин;  $\xi = 10000 \cdot 10^{-5}$  — ориентировочное значение, ввиду отсутствия более точных данных о коэффициенте сопротивления для древесной шерсти.

При расчете диаметров штуцеров входа и выхода скруберов и сухих очистителей следует выбирать возможно малые скорости порядка 5 — 6 м/сек.

### Расчет газопроводов

Скорости газа в газопроводах выполненных газогенераторных установок колеблются в весьма широких пределах от 1,5 до 12 м/сек. С целью уменьшения выноса пыли из газогенератора и капель воды из скрубера, а также для возможного уменьшения сопротивлений расчетные скорости газа в газопроводах принимаются 3 — 4 м/сек и лишь в отдельных случаях, в частности для коротких газопроводов чистого газа, — в пределах до 4,5 м/сек.

<sup>1</sup> Подробнее о расчете хордовых скруберов см. Гинзбург, Газогенераторные установки, ч. I, Гос. изд-во легкой промышленности, 1937; Нусинов, Обработка горючих газов, Госхимиздат, 1942.

В большинстве случаев округление расчетных размеров диаметра до стандартного размера труб определяло значение скорости около 3 м/сек. На всех горизонтальных участках газопроводов предусматривается уклон 1:100 с установкой в конце участка ловушки для конденсата, обычно в виде тройника, снабженного открытой дренажной трубой, опущенной в водяной затвор. Все водяные затворы — проточного типа. В большинстве случаев трубы водяных затворов опущены в общую сточную канаву, в которой поддерживается постоянный уровень воды при помощи переливной трубы. В качестве основной арматуры намечены газопроводные задвижки по нормам Армалита. Контрольные расчеты сопротивлений газопроводов производятся по обычным формулам, причем коэффициент сопротивления подсчитывается по Блаузиусу:

$$\lambda = \frac{0,3184}{\sqrt{Re}}$$

В связи с низкими значениями скоростей в газопроводах получающиеся сопротивления настолько малы сравнительно с сопротивлениями аппаратуры для генерирования и очистки газа, что можно ими пренебречь, или оценить их без подробных расчетов.

## ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АГРЕГАТОВ

### Газогенераторы

При установлении величины конструктивных и эксплуатационных показателей газогенераторов разрабатываемой серии, которые характеризуют геометрические размеры каждого данного агрегата и условия его работы при нормальной производительности, необходимо исходить из некоторых принципов общих для всей серии.

Параметры, перечень которых был дан выше (стр. 21—22), можно разбить на две группы.

В первую группу входят величины, которые непосредственно зависят от основного маркирующего показателя, т. е. от нормальной производительности. Эти величины в большинстве случаев связываются с нормальной производительностью газогенератора либо условиями геометрического подобия агрегатов одной и той же серии, либо условиями сохранения постоянства параметров, иллюстрирующих собой протекание процесса в этих последних.

Вторую группу показателей составляют те, которые, характеризуя разрабатываемую серию, либо остаются постоянными для всех проектируемых газогенераторов, либо изменяются по некоторому закону, вытекающему из условия наиболее рационального проведения процесса газификации в каждом из создаваемых генераторов.

Показатели первой группы зависят не только от расчетной производительности газогенератора, но и от показателей, входящих во вторую группу. Поэтому необходимо разработку конструктивных и эксплуатационных показателей проектируемой серии начать со второй группы.

При этом следует зафиксировать наличие связи, с одной стороны, показателей второй группы между собой и, с другой стороны, показателей первой группы с показателями второй группы, а затем установить формы этой связи и выявить наличие или отсутствие зависимости показателей от нормальной производительности газогенератора по сухому газу  $V_{\text{час}}^c$  нм<sup>3</sup>/час.

Для этой цели должны быть, по нашему мнению, приняты следующие исходные положения:

1. Все газогенераторы разрабатываемой серии должны характеризоваться одинаковой напряженностью процесса горения  $q$  кг/м<sup>2</sup> час при нормальной производительности  $V_{\text{час}}^c$  (с отклонениями  $\pm 5\%$  от средней цифры).

2. Для того чтобы максимально приблизиться к идентичным условиям процесса газообразования и этим обеспечить приблизительно одинаковый состав генераторного газа, во всех проектируемых газогенераторах должен быть выдержан одинаковый удельный расход воздуха на процесс газификации.

Под удельным расходом воздуха здесь условно понимается объемное количество воздуха, приходящееся на 1 м<sup>2</sup> поверхности тех кусков топлива, располагающихся в зонах горения и восстановления (между осевой плоскостью фурм и осевой плоскостью газоотводящих каналов), которые участвуют в процессе газификации.

3. Во всем дальнейшем изложении расчет ведется на одно и то же первичное топливо — швырковые дрова смешанной породы с максимальной влажностью  $W = 40\%$ , подвергаемое газификации при одном и том же коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_r$ .

Этим предопределяется одинаковый выход сухого газа на 1 кг первичного топлива ( $E_c$  нм<sup>3</sup>/кг).

Принятие в основу этих трех исходных положений приводит к излагаемым ниже выводам.

1. Так как принятая одинаковой для всех проектируемых газогенераторов напряженность процесса горения выражается отношением часового весового расхода первичного топлива  $G_{\text{час}}$  к живому сечению шахты газогенератора  $F_{\text{ш}}$ ,

$$q = \frac{G_{\text{час}}}{F_{\text{ш}}} \text{ кг/м}^2 \text{ час,}$$

то при круглом газогенераторе

$$q = \frac{V_{\text{час}}^c}{E_c \cdot 0,785 D_{\text{ш}}^2}$$

Таким образом

$$D_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{V_{\text{час}}^c}{0,785 E_c \cdot q}} = C_1 \sqrt{V_{\text{час}}^c}, \quad (1)$$

т. е. диаметры шахты газогенераторов должны изменяться прямо пропорционально квадратному корню из нормальной производительности.

2. Чтобы во всех газогенераторах выдержать один и тот же характеризующий фактор газификации

$$\Gamma = \frac{V_a}{F_r} \Psi \text{ (нм}^3/\text{м}^2)$$

(который представляет собой удельный расход воздуха), при тех же величинах  $\alpha_r$  и  $E_c$  необходимо сохранить некоторое определенное соотношение между нормальной производительностью генератора  $V_{\text{час}}^c$  и величиной  $h$ , т. е. суммарной высотой зон восстановления. Здесь  $\Psi$  — коэффициент, учитывающий степень охвата воздухом топливных кусков в зонах горения и восстановления.

Это соотношение определяется следующим образом. При условии, что  $\alpha_r$  и  $E_c$  остаются неизменными во всех газогенераторах, часовой расход воздуха составит:

$$V_B = a_1 V_{\text{час}}^c,$$

где  $a_1$  — некоторый коэффициент пропорциональности, постоянный для всей серии.

В то же время, если допустить, что все куски топлива в зонах горения и восстановления имеют одинаковую поверхность  $f_r$ , то суммарная поверхность первичного топлива, проходящего через те же зоны за час, будет:

$$F_r = f_r \cdot i,$$

где  $i$  — количество кусков топлива.

Эта последняя величина в свою очередь должна быть пропорциональна объему зоны газогенератора между осевыми плоскостями фурм и газоотводящих каналов, т. е.

$$i = a_2 \cdot V_r.$$

Суммарный объем зон горения и восстановления

$$V_r = a_3 \cdot 0,785 D_{\text{ш}}^2 h,$$

если под  $a_3$  понимать коэффициент, учитывающий отклонения объема  $V_r$  от цилиндрического за счет наличия горловины.

При периферийном дутье степень охвата воздухом топливных кусков в зонах горения и восстановления определяется сопротивлением топливного слоя в горизонтальном направлении. Поэтому можно считать, что

$$\Psi = k \Delta p_h,$$

где  $\Delta p_h$  — упомянутое „горизонтальное сопротивление“ топливного слоя.

При одной и той же плотности слоя сопротивление

$$\Delta p_h = K_1 \cdot \frac{D_{\text{ш}}}{2},$$

откуда

$$\Psi = K_2 D_{ш}.$$

Так как уравнением (1) было установлено, что

$$D_{ш} = C_1 \sqrt{V_{час}^c}$$

то

$$V_r = a_4 V_{час}^c h.$$

Отсюда вытекает, что

$$\Gamma = \frac{a_1 V_{час}^c}{f_r a_2 a_4 V_{час}^c h} \cdot K_2 D_{ш};$$

$$\Gamma = a_5 \cdot \frac{D_{ш}}{h}.$$

Таким образом, необходимым условием постоянства характеризующего фактора  $\Gamma$  для всех проектируемых газогенераторов является выдерживание соотношения:

$$\frac{h}{D_{ш}} = C_2 = \text{const}, \quad (2)$$

т. е. в этой части газогенераторов должен выдерживаться принцип геометрического подобия.

3. Из сопоставления выражений (1) и (2) видно, что высота топливного слоя может быть выражена и через часовую производительность газогенератора

$$h = C_3 \sqrt{V_{час}^c} \quad (3)$$

4. Скорость газа в зоне горения шахты газогенератора  $w_{ш}$  условно подсчитывается по нормальной производительности газогенератора и по живому сечению шахты в этой зоне, т. е.

$$w_{ш} = \frac{V_{час}^c}{3600 \cdot 0,785 D_{ш}^2} = b_1 \cdot \frac{V_{час}^c}{D_{ш}^2}.$$

При  $q = \text{const}$  это обозначает, что для газогенераторов всех размеров

$$w_{ш} = \text{const}. \quad (4)$$

5. Местное сужение проходного сечения для генераторного газа в зоне основного протекания газификации, осуществляемое в форме горловины диаметром  $D_r < D_{ш}$  с коническим переходом от верхней цилиндрической части шахты, как известно, имеет целью интенсифицировать процесс.

Для того чтобы при всех размерах газогенераторов обеспечить одинаковую степень интенсификации процесса в сечении горловины, необходимо, очевидно, выдержать условие:

$$w_r = C_4 \cdot w_{ш},$$

или

$$\frac{w_r}{w_{ш}} = C_4 = \text{const}. \quad (5)$$

6. Из необходимости соблюдения условия (5) вытекает следующее условие:

$$\frac{D_r}{D_{ш}} = C_5 = \text{const}, \quad (6)$$

т. е. и здесь выдерживается геометрическое подобие в газогенераторах различной производительности.

7. Что касается скорости воздуха в фурмах, то величина этого параметра влияет, с одной стороны, на сопротивление воздушной системы газогенератора, а с другой стороны (при периферийном дутье) — на степень охвата воздухом всей толщи топливного слоя, т. е., иными словами, на степень проникания воздуха по направлению к оси генератора.

Если обратить преимущественное внимание на это второе обстоятельство, как имеющее более существенное значение (сопротивление фурм вообще не велико), то вытекает необходимость увеличения скорости  $w_{ф}$  в газогенераторах большего диаметра.

Функциональная зависимость скорости воздуха в фурмах от  $D_{ш}$  или от  $V_{час}^c$  может быть установлена на основе того теоретического предположения, что скоростной напор воздушной струи затрачивается на преодоление сопротивления топливного слоя на длине  $\frac{D_{ш}}{2}$ , т. е. на расстоянии от выходного сечения фурмы до оси газогенератора.

Плотность слоя топлива в зоне горения (плоскость расположения фурменного кольца) можно характеризовать размерами топливных кусков и пористостью слоя, т. е. отношением объема пустот между кусками ко всему объему. При одной и той же плотности сопротивление топливного слоя в горизонтальной плоскости нужно считать прямо пропорциональным его толщине

в этом направлении, т. е. величине  $\frac{D_{ш}}{2}$ :

$$\Delta p_h = K_1 \cdot \frac{D_{ш}^*}{2}.$$

При установлении этого соотношения дополнительно предположено, что расход воздуха через каждую фурму остается одним и тем же независимо от размеров газогенератора ( $\frac{V_{в}}{z_{ф}} = \text{const}$ , где  $z_{ф}$  — количество фурм).

Так как в свою очередь

$$\Delta p_h = K_2 w_{ф}^2,$$

\* См. например, Л. С. Лейбензон, Гидравлика, стр. 273 — 294, М. 1932, Л. М. Мариенбах, Теория и конструкция заводских печей, стр. 188, М. 1940.

то устанавливается соотношение:

$$w_{\phi} = K_3 \sqrt{D_{\text{ш}}},$$

или на основании условия (1):

$$w_{\phi} = C_8 \sqrt[4]{V_{\text{час}}^c}. \quad (7)$$

Таким образом увеличение производительности газогенератора должно, хотя и в незначительной степени, сказываться на величине скорости воздуха в выходном сечении фурм.

8. Установленная зависимость скорости  $w_{\phi}$  от  $V_{\text{час}}^c$  позволяет выявить связь суммарного проходного сечения фурм с производительностью газогенератора (при наличии только периферийного дутья).

Действительно, с одной стороны, секундный расход воздуха через все фурмы пропорционален (при  $\alpha_r = \text{const}$ ) часовой производительности генератора:

$$V_{\text{в}}^{\text{сек}} = k_1 V_{\text{час}}^c,$$

а с другой стороны, тот же расход воздуха выражается через скорость в фурмах

$$V_{\text{в}}^{\text{сек}} = w_{\phi} f_{\phi} z_{\phi},$$

где  $f_{\phi}$  — проходное сечение одной фурмы.

Приравнявая, имеем, что

$$f_{\phi} z_{\phi} = k \frac{V_{\text{час}}^c}{w_{\phi}},$$

или

$$f_{\phi} z_{\phi} = C_7 \frac{V_{\text{час}}^c}{\sqrt[4]{V_{\text{час}}^c}}.$$

Таким образом,

$$f_{\phi} z_{\phi} = C_7 (V_{\text{час}}^c)^{0,75}. \quad (8)$$

9. Наконец, предположение о том, что расход воздуха через каждую отдельную фурму должен оставаться одним и тем же при всех размерах газогенератора (высказанное выше), приводит к необходимости и количество фурм выбирать в зависимости от производительности генератора.

Так как принято, что

$$\frac{V_{\text{в}}}{z_{\phi}} = \text{const},$$

а

$$V_{\text{в}} = k_2 \cdot V_{\text{час}}^c,$$

то, следовательно, количество фурм должно быть:

$$z_{\phi} \sim C_8 V_{\text{час}}^c, \quad (9)$$

а сечение каждой отдельной фурмы:

$$f_{\phi} = \frac{C_7 (V_{\text{час}}^c)^{0,75}}{C_8 \cdot V_{\text{час}}^c};$$

$$f_{\phi} = \frac{C_9}{\sqrt[4]{V_{\text{час}}^c}}. \quad (10)$$

10. Применение только периферийного дутья может считаться надежным лишь для шахт до некоторого определенного диаметра, после превышения которого следует подавать воздух параллельно и с периферии и из центра шахты (подробнее этот вопрос рассматривается ниже). Поэтому требуется установить также зависимость скорости воздуха в выходном сечении центральной воздушной трубы и размеров этого сечения от производительности газогенератора.

К определению необходимых величин упомянутых параметров центрального дутья следует, повидимому, подойти несколько иначе, чем к определению  $w_{\phi}$  и  $f_{\phi} \cdot z_{\phi}$  дутья периферийного.

Если  $D'_{\text{ш}}$  обозначает тот максимальный диаметр шахты, до которого мы считаем возможным ограничиваться только периферийным дутьем, а  $D_{\text{ш}} > D'_{\text{ш}}$ , то величины  $w'_{\phi}$  и  $f_{\phi} \cdot z_{\phi}$  для периферийных фурм должны быть подсчитаны не по фактическому диаметру шахты  $D_{\text{ш}}$ , а по условной предельной величине  $D'_{\text{ш}}$ . В свою очередь это определит количество воздуха, которое поступит в генератор через периферийные фурмы —  $V_{\text{в}}^{\text{п}} \text{ нм}^3/\text{час}$ .

Остальное количество воздуха, потребное для процесса газификации, т. е.

$$V_{\text{в}}^{\text{д}} = V_{\text{в}} - V_{\text{в}}^{\text{п}} \text{ нм}^3/\text{час}$$

должно быть подано в шахту генератора через трубу центрального дутья. Скорость в выходном сечении трубы может быть принята приблизительно равной определенной выше величине  $w_{\phi}$ . Следовательно, живое сечение трубы центрального дутья находится, как

$$f_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{в}}^{\text{д}}}{3600 w_{\phi}},$$

или

$$d_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{в}} - V_{\text{в}}^{\text{п}}}{3600 w_{\phi}}.$$

Так как

$$\begin{aligned} V_{\text{в}} - V_{\text{в}}^{\text{п}} &= a_1 V_{\text{час}}^c - a_1 \left( \frac{D'_{\text{ш}}}{C_1} \right)^2 = \\ &= a_1 \left( \frac{D_{\text{ш}}}{C_1} \right)^2 - a_1 \left( \frac{D'_{\text{ш}}}{C_1} \right)^2 = A_1 (D_{\text{ш}}^2 - D_{\text{ш}}'^2), \end{aligned}$$

а

$$w'_\phi = C_6 \sqrt[4]{V_{\text{час}}^c},$$

где  $V_{\text{час}}^c$  — нормальная производительность газогенератора с диаметром шахты  $D_{\text{ш}}$ , то

$$f_{\text{ц}} = \frac{A_1 (D_{\text{ш}}^2 - D_{\text{ш}}'^2)}{A_2 \sqrt{D_{\text{ш}}'}},$$

или

$$f_{\text{ц}} = A \frac{D_{\text{ш}}^2 - D_{\text{ш}}'^2}{\sqrt{D_{\text{ш}}'}}.$$

Если выразить теперь  $f_{\text{ц}}$  в функции  $V_{\text{час}}^c$ , используя для этой цели условие (1), то

$$f_{\text{ц}} = C_{10} (V_{\text{час}}^c - V_{\text{час}}^c'), \quad (11)$$

причем  $V_{\text{час}}^c$  является некоторой постоянной величиной, установленной для всей серии газогенераторов.

11. Скорость газа в газоотводящем канале сказывается только на суммарном сопротивлении газогенератора и на механическом уносе. Поэтому ее величина (низший предел которой лимитируется возможностью размещения газоотводящих каналов в необходимом количестве над колосниковой решеткой) может быть принята одинаковой во всех газогенераторах проектируемой серии. Иначе говоря,

$$\frac{w_{\text{к}}}{w_{\text{ш}}} = C_{11} = \text{const.} \quad (12)$$

12. То же целиком относится и к скорости в выходном патрубке генератора, т. е.

$$\frac{w_{\text{п}}}{w_{\text{ш}}} = C_{12} = \text{const.} \quad (13)$$

Отклонение от этого условия может вызываться необходимостью применения для выходного патрубка труб стандартного размера.

13. Удобства эксплуатации газогенераторной установки требуют, чтобы объем бункера газогенератора гарантировал некоторый минимальный интервал времени между загрузками в него первичного топлива. Правда, при обращении процессе в газосасывающей установке открывание загрузочной воронки незначительно нарушает нормальное течение процесса газификации и не портит состава генераторного газа. Но все же желательно исключить необходимость слишком частых загрузок топлива, чтобы не усложнять без надобности работу обслуживающего персонала.

В качестве критерия, характеризующего объем бункера, можно принять продолжительность полного выгорания его со-

держимого при нормальной производительности газогенератора  $\tau_6$ . Тогда, если считать, что загрузка должна производиться при выгорании половины топлива, имеющегося в бункере, интервалы между загрузками

$$\tau_3 = \frac{\tau_6}{2} \text{ час.}$$

Продолжительность полного выгорания бункера зависит от его размеров  $V_6$  и от часового объемного расхода первичного топлива  $B$ :

$$\tau_6 = \frac{V_6}{B} \text{ час.}$$

или, так как

$$B = \frac{G_{\text{час}}}{\gamma_{\text{нас}}} \text{ и } V_6 = 0,785 D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}},$$

то

$$\tau_6 = \frac{0,785 D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}} \gamma_{\text{нас}}}{G_{\text{час}}} = \frac{0,785 D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}} \gamma_{\text{нас}} E_c}{V_{\text{час}}^c},$$

здесь  $H_{\text{ш}} \text{ м}$  — высота бункера (считая ее от горловины шахты до загрузочной воронки);

$\gamma_{\text{нас}} \text{ кг/м}^3$  — насыпной вес первичного топлива.

Отсюда

$$\tau_6 = c_1 \frac{D_{\text{ш}}^2}{V_{\text{час}}^c} H_{\text{ш}}.$$

Поскольку, согласно условию (1),

$$D_{\text{ш}} = C_1 \sqrt{V_{\text{час}}^c},$$

то

$$\tau_6 = C_{13} H_{\text{ш}}. \quad (14)$$

Это соотношение указывает, что при различных размерах и производительности газогенератора условие сохранения одинаковой продолжительности выгорания бункера требует одной и той же его высоты. Практически это значит, что в более крупных газогенераторах может быть легко осуществлена большая величина  $\tau_6$ .

14. Суммарное сопротивление газогенератора  $\Delta p_r$  складывается из сопротивлений отдельных его элементов, а именно:

а) топливного слоя (между осевой плоскостью фурм и осевой плоскостью газоотводящих каналов)  $\Delta p_r$ ;

б) воздушной системы газогенератора (воздушных каналов или труб теплообменника и фурм)  $\Delta p_b$ ;

в) газоотводящей системы (газовых труб или каналов теплообменника, газоотводящих каналов между шахтой и теплообменником, бункерной рубашки)  $\Delta p_0$ , т. е.

$$\Delta p_r = \Delta p_r + \Delta p_b + \Delta p_0 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление топливного слоя, как уже было указано выше, зависит от суммы факторов:

$$\Delta p_{\tau} = \alpha \frac{h}{d} \gamma \frac{\left(\frac{w_{\text{ш}}}{\xi}\right)^2}{2g},$$

где  $h$  — высота топливного слоя;

$w_{\text{ш}}$  — условная габаритная скорость газа (подсчитываемая по объему газа при его  $p$  и  $t$ );

$\gamma$  — удельный вес газа (подсчитываемый также по  $p$  и  $t$ );

$d$  — средний диаметр кусков топлива;

$\xi$  — коэффициент пористости топливного слоя;

$\alpha$  — коэффициент сопротивления.

Последняя величина, в свою очередь, есть функция критерия Рейнольдса  $\alpha = \Phi(Re)$ .

Однако большинство перечисленных величин совершенно не зависит от производительности и геометрических размеров газогенератора либо зависит в столь незначительной степени, что этой зависимости можно не принимать во внимание. Лишь две величины —  $w_{\text{ш}}$  и  $h$  — непосредственно зависят от производительности генератора  $V_{\text{час}}^c$ , а следовательно, и от  $D_{\text{ш}}$ .

Однако выше было принято

$$w_{\text{ш}} = \text{const},$$

а согласно условию (2)

$$h = C_2 \sqrt{V_{\text{час}}^c};$$

следовательно, тем самым выявляется, что

$$\Delta p_{\tau} = C_{14} \sqrt{V_{\text{час}}^c}. \quad (15)$$

Сопротивление воздушной системы газогенератора  $\Delta p_{\text{в}}$ , так же как и  $\Delta p_0$ , весьма незначительно по сравнению с сопротивлением топливного слоя  $\Delta p_{\tau}^1$ :

$$\Delta p_{\text{в}} + \Delta p_0 \gg 0,1 \Delta p_{\tau}.$$

Поэтому, выявляя зависимость этих сопротивлений от размеров газогенератора, можно пойти на более грубые допущения, чем при установлении условия (15).

Сопротивление всей воздушной системы в целом может быть, как известно, выражено через ее эквивалентную длину и эквивалентный диаметр:

$$\Delta p_{\text{в}} = \lambda \frac{l_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} \gamma \frac{w_{\text{в}}^2}{2g},$$

причем под  $w_{\text{в}}$  здесь нужно понимать скорость, отнесенную к тому же эквивалентному диаметру.

На величину  $l_{\text{в}}$  вполне возможно распространить принцип геометрического подобия, т. е. можно принять, что

$$\frac{l_{\text{в}}}{D_{\text{ш}}} = S_1 = \text{const}.$$

Величины  $w_{\text{в}}$  и  $d_{\text{в}}$  связываются между собой, так как

$$w_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}^{\text{сек}}}{0,785 d_{\text{в}}^2 z_{\text{в}}},$$

где  $z_{\text{в}}$  — количество воздушных каналов, или труб, через которые происходит параллельный ток воздуха.

Если принять  $z_{\text{в}} = z_{\text{ф}}$  и иметь в виду, что

$$V_{\text{в}}^{\text{сек}} = K_1 V_{\text{час}}^c, \quad \text{а} \quad z_{\text{ф}} \sim C_3 V_{\text{час}}^c,$$

то, естественно, получается, что

$$w_{\text{в}} d_{\text{в}}^2 = \text{const}.$$

или

$$d_{\text{в}} = \frac{S_2}{\sqrt{w_{\text{в}}}}$$

( $S_2$  — коэффициент пропорциональности).

Использование этого соотношения дает:

$$\Delta p_{\text{в}} = S_3 \cdot \frac{S_1 D_{\text{ш}}}{S_2} w_{\text{в}}^{2,5}$$

или

$$\Delta p_{\text{в}} = S_4 C_1 \sqrt{V_{\text{час}}^c} \cdot w_{\text{в}}^{2,5}.$$

Суммарное проходное сечение для воздуха в различных генераторах проектируемой серии изменяется путем изменения количества параллельно действующих воздушных каналов теплообменника. Поэтому объемный расход воздуха через каждый отдельный канал может быть принят одинаковым. Отсюда следует, что можно принять и

$$w_{\text{в}} = \text{const}.$$

Тогда

$$\Delta p_{\text{в}} \sim C_{15} \sqrt{V_{\text{час}}^c}. \quad (16)$$

Аналогичные рассуждения применимы и к газоотводящей системе, для которой, следовательно, можно считать, что

$$\Delta p_0 \sim C_{16} \sqrt{V_{\text{час}}^c}. \quad (17)$$

<sup>1</sup> В условиях конструкций фурм, принятых для проектируемых газогенераторов.

В результате получается, что суммарное сопротивление газогенератора

$$\Delta p_r \sim C_{17} \sqrt{V_{\text{час}}^c} \quad (18)$$

15. Три показателя процесса не зависят от нормальной производительности генератора  $V_{\text{час}}^c$ . Речь идет о тепловой напряженности  $Q_f$  кал/м<sup>2</sup> час, выходе влажного газа на 1 кг первичного топлива  $E_{\text{вл}}$  нм<sup>3</sup>/кг и удельной площади шахты  $F_v$  см<sup>2</sup> час/нм<sup>3</sup>, отнесенной к нормальной производительности.

Действительно, для данного топлива при  $E_c = \text{const}$  и  $q = \text{const}$

$$Q_f = \frac{H_u V_{\text{час}}^c}{0,785 D_{\text{ш}}^2} = H_u E_c q = \text{const}; \quad (19)$$

$$E_{\text{вл}} = E_c \left(1 + \frac{H_2O}{18}\right) = \text{const} \quad (20)$$

( $H_2O$  — количество молей водяного пара на 1 м<sup>3</sup> сухого генераторного газа);

$$F_v = \frac{0,785 D_{\text{ш}}}{V_{\text{час}}^c} = \frac{C_1^2 V_{\text{час}}^c}{V_{\text{час}}^c} = \text{const}. \quad (21)$$

16. Наконец, производительность газогенератора по влажному газу  $V_{\text{час}}^{\text{вл}}$  есть величина, прямо пропорциональная производительности по сухому газу, так как

$$V_{\text{час}}^{\text{вл}} = \left(1 + \frac{H_2O}{18}\right) \cdot V_{\text{час}}^c = C_{18} V_{\text{час}}^c. \quad (22)$$

### Скруберы

Подобно тому как это было сделано в отношении газогенераторов, необходимо и для мокрого очистителя, т. е. скрубера, до выявления его геометрических размеров установить зависимость основных конструктивных и эксплуатационных показателей от маркирующего показателя — нормальной производительности по сухому газу  $V_{\text{час}}^c$ .

Хорошо спроектированный скрубер должен удовлетворять двум условиям:

а) с максимальной полнотой очищать генераторный газ от содержащихся в нем влаги, механических примесей и смол;

б) обладать сопротивлением для прохода газа, не превышающим допускаемой величины.

Поэтому показатели процесса газоочистки и размеры скрубера должны быть увязаны на базе соблюдения именно этих условий.

Качество очистки газа зависит от количества охлаждающей воды и от орошаемой поверхности насадки скрубера, приходящихся на 1 нм<sup>3</sup> очищенного газа.

В качестве первого варианта оба эти параметра могут быть приняты одинаковыми для всех скруберов проектируемой серии. Это значит, что для всех скруберов нужно считать

$$w_c = \frac{W_c}{V_{\text{час}}^c} = \text{const} \quad (23)$$

и

$$f_{\text{уд}} = \frac{f_n \cdot z_n}{V_{\text{час}}^c} = \text{const}.$$

В последнем выражении

$f_n$  — поверхность отдельного элемента (куска) скрубериной насадки;

$z_n$  — количество элементов насадки.

Таким образом первое соотношение выражается в форме:

$$W_c = k V_{\text{час}}^c. \quad (24)$$

Условие постоянства удельной орошаемой поверхности насадки служит для определения внутреннего диаметра скрубера и высоты слоя мокрой насадки. Действительно, величину  $f_n$  можно принять постоянной для скруберов всех размеров (коксовая насадка с кусками 20—30 мм); количество же кусков в насадке при этом пропорционально ее объему, т. е.

$$z_n = k_1 d_c^2 H_1^c.$$

Таким образом одна связь между  $V_{\text{час}}^c$ ,  $d_c$  и  $H_1^c$  может быть выражена в форме:

$$f_{\text{уд}} = k_2 \frac{d_c^2 H_1^c}{V_{\text{час}}^c} = \text{const}$$

или

$$H_1^c = k_2 w_c. \quad (a)$$

Здесь  $w_c$  — условная габаритная скорость газа в скрубере.

Вторая необходимая зависимость получается, если основываться на том положении, что во всех запроектированных скруберах сопротивление насадки должно быть одним и тем же.

Это сопротивление

$$\Delta p_n = \xi \frac{H_1^c V_{\text{мин}}^2}{f^2},$$

где

$H_1^c$  — высота мокрой насадки;

$V_{\text{мин}}$  — минутный объемный расход газа,

$F = 0,785 d_c^2$  — свободное сечение скрубера,

$\xi$  — коэффициент сопротивления<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> „Справочное руководство по машиностроению“ под ред. проф. Майзель, т. IV.



Следовательно, постоянство сопротивления требует, чтобы было соблюдено равенство:

$$H_1^c (\omega_r^c)^2 = \text{const.} \quad (6)$$

Совместное соблюдение условий, выраженных соотношениями (а) и (б), возможно только в том случае, если

$$\omega_r^c = \text{const} \quad (25)$$

и

$$H_1^c = \text{const}, \quad (26)$$

т. е. если эти величины не зависят от производительности установки.

Практически, однако, сохранение одной и той же толщины слоя мокрой насадки в скруберах различного диаметра неудобно. При больших  $d_c$  относительно небольшие величины  $H_1^c$  требуют оборудования скрубера усложненными разбрызгивающими устройствами, которые равномерно распределяли бы струи охлаждающей воды по всему объему насадки.

Более целесообразно, пожалуй, исходить из того, что в принятом диапазоне производительности скруберов проектируемого ряда изменение как сопротивления слоя насадки, так и ее удельной орошаемой поверхности не должно превышать допустимых границ.

Поскольку речь идет о необходимости некоторого увеличения толщины слоя насадки  $H_1^c$  в скруберах большей производительности, а габаритные соображения требуют в мелких скруберах повышения условной скорости газа  $\omega_r^c$ , выявляется, что у скруберов малой производительности сопротивление слоя насадки должно быть больше, а удельная орошаемая поверхность — меньше, чем у крупных агрегатов. Эта мысль может быть пояснена сопоставлением выражений:

$$\Delta p_n = A_1 \cdot H_1^c (\omega_r^c)^2;$$

$$f_{уд} = A_2 \cdot \frac{H_1^c}{\omega_r^c}.$$

Абсолютные величины сопротивления слоя насадки скрубера  $\Delta p_n$  невелики, поэтому можно принять, что во всей разрабатываемой серии скруберов  $\Delta p_n$  изменяется приблизительно в 1,5 раза. Такая же степень изменения может быть принята и для  $f_{уд}$ . Нетрудно убедиться, что для соблюдения этих условий при изменении  $V_{час}^c$  от 100 до 400  $нм^3/час$  необходимы следующие зависимости параметров скрубера от  $V_{час}^c$ :

$$d_c = C_1 (V_{час}^c)^{0,6} \quad (27)$$

$$H_1^c = C_2 (V_{час}^c)^{0,1}. \quad (28)$$

Тогда

$$\omega_r^c = \frac{C_3}{(V_{час}^c)^{0,2}}, \quad (29)$$

$$\Delta p_n = \frac{C_4}{(V_{час}^c)^{0,3}}, \quad (30)$$

$$f_{уд} = C_5 (V_{час}^c)^{0,3}. \quad (31)$$

Для толщины слоя сухой насадки  $H_2^c$  можно принять такое же соотношение, что и для толщины мокрой насадки, т. е.

$$H_2^c = C_6 (V_{час}^c)^{0,1}. \quad (28a)$$

Суммарное проходное сечение разбрызгивающих отверстий брызгал  $i_6 \Sigma f_6$  находится в непосредственной зависимости от расхода охлаждающей воды, так как скорость воды в распыляющих отверстиях зависит от напора в водопроводной системе, а следовательно, не связана с размерами скрубера.

Так как выше было принято, что

$$W_c = k V_{час}^c, \quad (24)$$

то

$$i_6 \Sigma f_6 = C_7 W_c = C_8 V_{час}^c. \quad (32)$$

### Сухие очистители

Сухая очистка газа подчиняется в основном тем же законам, что и очистка в скрубере. Поэтому к сухим очистителям можно целиком применить условия, обеспечивающие хорошую работу агрегата, которые были изложены в предыдущем разделе и относились к скруберам.

В то же время в сухом очистителе поток очищаемого газа будет охватывать весь объем насадки в случае ее относительно небольшой толщины при большом внутреннем диаметре кожуха. Незначительные величины условной габаритной скорости газа  $\omega_r^0$  гарантируют хорошее распределение протекающего газа по всей площади сечения насадки.

Поэтому можно с достаточной уверенностью применить к сухим очистителям те условия, от которых пришлось отказаться применительно к скруберам:

$$\omega_r^0 = \text{const}; \quad (33)$$

$$H_1^0 = \text{const}; \quad (34)$$

$$H_2^0 = \text{const}. \quad (35)$$

Тем самым для сухих очистителей всех размеров сопротивление

$$\Delta p_0 = C_1 (H_1^0 + H_2^0) (\omega_r^0)^2 = \text{const},$$

удельная очищающая поверхность

$$f_0 = C_2 \frac{d_0^2 (H_1^0 + H_2^0)}{V_{\text{час}}^c} = \text{const.}$$

Внутренний диаметр очистителя

$$d_0 = C_3 \sqrt{V_{\text{час}}^c}. \quad (36)$$

## ПРОЕКТНЫЙ РЯД ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ И ОЧИСТИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

### Газогенераторы

Выше было указано, что задача заключается в создании такой серии газогенераторов обращенного процесса, которая покрывала бы потребность в газопроизводящих установках для обслуживания стационарных двигателей внутреннего сгорания как газовых, так и переводимых на газообразное топливо с целью экономии жидкого горючего и использования местных топливных ресурсов (дров).

Поэтому создаваемый проектный ряд должен быть разработан таким образом, чтобы составляющие его газогенераторы охватывали по своей производительности все ныне выпускаемые в Союзе и выпускавшиеся ранее дизели и газовые двигатели.

Естественно для этой цели использовать стандарты на мощности стационарных дизелей (ОСТ/ВКС 7106. Двигатели Дизеля. — Классификация. — Основные параметры) и газовых (ОСТ/ВКС 7107. Двигатели газовые малой и средней мощности. — Классификация. — Основные параметры). Однако, мощностные ряды, данные в этих стандартах, отличаются значительной „густотой“, т. е. незначительной разницей между мощностями соседних двигателей ряда. Поэтому было бы совершенно нецелесообразно каждому из двигателей ряда давать свой газогенератор. Это привело бы к созданию очень большого количества газогенераторов, весьма мало различающихся по производительности, а следовательно, и по геометрическим размерам.

При разработке проектного ряда пришлось исходить из того, что каждый газогенератор проектного ряда может быть применен для питания газом двигателей нескольких марок (четырехтактных и двухтактных дизелей либо газовых двигателей), подобранных таким образом, чтобы напряженность процесса горения для данного генератора во всех случаях колебалась вокруг некоторой средней величины, общей для разрабатываемой серии.

Применение этого принципа привело к тому, что двигатели всех типов в пределах мощности от 60 до 400 л. с. охватываются газогенераторами пяти марок с нормальной производительностью от 220 до 900 нм<sup>3</sup> (см. табл. 6).

При составлении табл. 6 были приняты следующие исходные данные:

1. Удельный расход генераторного газа четырехтактного дизеля, переведенного на газожидкостный процесс:  $V_e = 2 \text{ нм}^3/\text{э. л. с. ч.}$
2. Удельный расход газа двухтактного дизеля, переведенного на газожидкостный процесс:  $V_e = 3 \text{ нм}^3/\text{э. л. с. ч.}$
3. Удельный расход газа газового двигателя:  $V_e = 3 \text{ нм}^3/\text{э. л. с. ч.}$
4. Выход сухого газа на 1 кг первичного топлива  $E_c \approx 2 \text{ нм}^3/\text{кг}^1$ .
5. Нормальная напряженность горения в генераторе  $q_{\text{норм}} \approx 300 \text{ кг}/\text{м}^2 \text{ час.}$

Кроме того, принято было, что при переводе дизеля на газожидкостный процесс мощность машины остается без изменения.

Можно считать, что перевод дизеля на чисто газовое топливо с электрическим зажиганием дает снижение мощности приблизительно на 30–35%, а удельный расход тепла возрастает в отношении 3:2. Отсюда получается, что часовой расход газа остается таким же, как и в случае работы дизеля по газожидкостному процессу (точнее — он становится равным 0,97–1,05 от  $V_{\text{час}}^c$  газожидкостного процесса).

В табл. 6, кроме величины производительности генератора  $V_{\text{час}}^c$ , диаметра его шахты  $D_{\text{ш}}$  и охватываемых данным генератором мощностей, приведены те предельные величины напряженности горения, которые соответствуют нормальной мощности обслуживаемых двигателей. Как можно видеть, эти последние величины нигде не превышают  $314 \text{ кг}/\text{м}^2 \text{ час}$ , т. е.  $1,05 q_{\text{норм}}$ , и не спускаются ниже  $210 \text{ кг}/\text{м}^2 \text{ час}$ , что составляет  $0,7 q_{\text{норм}}$ .

Пойти на более укрупненный охват двигателей, или, другими словами, на уменьшение количества газогенераторов в данном диапазоне мощностей двигателей, мы сочли невозможным. В этом случае не обеспечивалась бы надежная и устойчивая работа газогенератора при работе некоторых двигателей на пониженных мощностях (порядка 0,5 и менее от нормальной).

Следует далее отметить, что мощностные ряды, приведенные в ОСТ/ВКС 7106 и ОСТ/ВКС 7107, не ограничиваются пределами 60–400 л. с., охваченными в табл. 6. Однако нецелесообразно распространять проектируемую серию газогенераторов на двигатели мощностью менее 60 и более 400 л. с.

Для двигателей, потребляющих менее 220 нм<sup>3</sup>/час газа, более правильно не создавать специальных конструкций газогенераторов, а использовать транспортные генераторы (автомобильного типа ЗИС или ГАЗ), приспособив их для работы в стационарных условиях.

Что же касается двигателей большей мощности (четырехтактных — 500 л. с. и более, а двухтактных и газовых — более 360 л. с.), то нам представляется рациональным параллельное использование двух, а в отдельных случаях и трех одинаковых генераторов меньшей производительности из числа запроектированных в данной серии.

<sup>1</sup> Первичное топливо — швырковые смешанные дрова влажностью  $W = 32\%$ . См. отчет кафедры двигателей внутреннего сгорания МММИ им. Баумана „Применение газогенераторов обращенного процесса к металлургическим печам“, август 1942 г.

Проектный ряд газогенераторов обращенного процесса

№ п/п	V час м³/час	D <sub>ш</sub> м	Четырехтактные дизели		Двухтактные дизели		Газовые двигатели		Марки двигателей, охватываемых данными газогенератором
			N <sub>e</sub> л. с.	q кг/м³ час	N <sub>e</sub> л. с.	q кг/м³ час	N <sub>e</sub> л. с.	q кг/м³ час	
1	220	0,70	100—120	260—312	60—75	234—294	56—60	219—234	VM-145; H-49-II; 3BK-38; 49-C-2; 1Д-41/49; 2Д-19/32; 2-БК-43
2	300	0,80	140—150	278—298	100—105	292—314	85—90	254—269	4Ч-26/38 (4БК-38); 4ГЧ-26/38; H-74-II; 3Д-19/32; 49-C-3; 2PK-30
3	500	1,00	165—240	211—306	120—150	229—287	112—135	214—258	4Ч-29/41,5; 4Д-19/32; 3Ч-29/41,5; H-74-III; 3ДК-30/40 (3PK-30); 3BK-43; 49-C-4; 60-C-2; H-99-II; H-49-IV
4	600	1,15	300	289	180—210	260—303	180—190	260—274	H-99-III; 4PK-30; 49-C-6; BV-66-III; H-74-IV; 6BK-43; BV-66-IV; 4Ч-42,5/60 (187); 6Ч-29/41,5;
5	900	1,40	340—400	221—260	240—300	234—292	250—270	243—263	6ДК-30/40 (6PK-30); 4ГЧ-42,5/60; H-99-IV; ДР-4-60; 60-C-4

Подобное решение на-  
прашивается и в том слу-  
чае, когда газогенератор-  
ная установка предназна-  
чается для обслуживания  
дизельной станции с не-  
сколькими двигателями. По-  
вышенная гибкость эксплуа-  
тации газогенераторной  
станции подобного типа —  
ее основное и неоспоримое  
преимущество.

Конкретно можно пред-  
ложить следующие комби-  
нации по покрытию потреб-  
ности в газе двигателей  
(табл. 7), имеющих мощ-  
ность большую, чем указа-  
но в табл. 6.

Здесь мы сочли возмож-  
ным пойти в некоторых  
случаях на повышение на-  
пряженности горения до  
360—365 кг/м² час, т. е.  
довести ее до 1,22 q<sub>норм</sub>. Та-  
кая форсировка процесса  
допустима, так как в прак-  
тике известны случаи, когда  
в эксплуатации величина q  
повышалась до 400 кг/м² час.

Двигатели мощностью  
1200 л. с. и более не охва-  
тываются совершенно про-  
ектируемым рядом газогене-  
раторов. В этом и нет ника-  
кой необходимости, так как  
не приходится ожидать  
сколько-нибудь частых слу-  
чаев перевода на газооб-  
разное топливо дизелей  
этих марок. В тех редких  
случаях, когда в этом воз-  
никает необходимость, сле-  
дует идти по пути созда-  
ния газогенератора спе-  
циальной конструкции.

При этом нужно исхо-  
дить из того, что:

1. Диаметр шахты газо-  
генератора не должен пре-

Таблица 7

Тип двигателя	Мощность двигателя N <sub>e</sub> л. с.	Количество и номера газо- генераторов (по табл. 6)	q кг/м³ час
Четырехтактный дизель . . . . .	500	2 шт. № 3	319
То же . . . . .	600—750	2 " № 4	289—361
" . . . . .	1060	2 " № 5	345
Двухтактный дизель . . . . .	360—500	2 " № 4	260—361
То же . . . . .	750	2 " № 5	365
" . . . . .	800—900	3 " № 5	260—292
Газовый двигатель . . . . .	375—380	2 " № 4	271—275
То же . . . . .	570	2 " № 5	278
" . . . . .	800	3 " № 5	259

вышать 2,5 м (эксплоатация генераторов более крупных разме-  
ров при обращении процессом должна встретить затруднения).

2. В газогенераторах с шахтой диаметром 1,5—2,5 м следует  
сочетать периферийное и центральное дутье.

3. Для удобства эксплуатации и большей гибкости установки  
газогенераторная станция должна состоять из 2—3 генераторов  
на каждый двигатель.

### Скруберы и сухие очистители

При создании проектного ряда скруберов, предназначенных  
для сочетания с газогенераторами описанного выше проектного  
ряда, в основу могут быть положены два решения о принципе  
построения этого ряда.

По одному варианту можно принять, что для каждого  
газогенератора должен иметься свой скрублер равной произво-  
дительности, т. е. что разрабатываемый проектный ряд скруберов  
должен быть идентичным проектному ряду газогенераторов,  
состоя из пяти скруберов, производительность которых соответ-  
ственно равна производительности газогенераторов, указанных  
в табл. 6.

По второму варианту проектный ряд скруберов может  
состоять из меньшего количества агрегатов, чем проектный ряд  
генераторов, причем каждый из них имеет меньшую произво-  
дительность. В этом случае каждый газогенератор должен  
обслуживаться двумя параллельно включенными скруберами.

Нам представляется, что правильнее пойти по второму пути.  
Этим не только уменьшается количество типо-размеров  
скруберов, но и создаются определенные удобства при эксплуа-  
тации. Газогенераторные установки с параллельно включен-  
ными двумя скруберами дают возможность выключать один из  
них для осмотра, очистки или ремонта (когда это позволяет  
частичная нагрузка генератора) без остановки двигателя и без  
выключения из работы установки в целом.

Рассмотрение под этим углом зрения проектного ряда газогенераторов, представленного в табл. 6, приводит к выводу, что вся гамма газогенераторов может быть обслужена скруберами следующих размеров (табл. 8):

Таблица 8

Проектный ряд скруберов

№ п/п	$V_{\text{час}}^c$ нм <sup>3</sup> /час	$d_c$ м	$\omega_{\Gamma}^c$ м/сек	Обслуживаемые генераторы	
				№ по табл. 6	$V_{\text{час}}^c$ нм <sup>3</sup> /час
1	100	0,45	0,193	1	220
2	150	0,55	0,175	2	300
3	250	0,80	0,138	3	500
4	400	1,00	0,117—0,159	4; 5	650; 900

Указанные в табл. 8 скруберы удовлетворяют установленному выше ограничению: сопротивление скрубера № 1 составляет не более 150% от сопротивления скрубера № 4 (при условии, что коэффициент сопротивления насадки один и тот же).

Проектный ряд сухих очистителей также может быть ограничен четырьмя размерами, соответствующими по производительности тем величинам  $V_{\text{час}}^c$ , которые даны в табл. 8. Однако условная габаритная скорость газа в сухих очистителях  $\omega_{\Gamma}^o$  должна быть ниже, чем в скруберах, в целях более полной очистки газа. Поэтому их поперечные геометрические размеры отличаются в сторону увеличения (табл. 9).

Таблица 9

Проектный ряд сухих очистителей

№ п/п	$V_{\text{час}}^c$ нм <sup>3</sup> /час	$d_o$ м	$\omega_{\Gamma}^o$ м/сек	Обслуживаемые генераторы	
				№ по табл. 6	$V_{\text{час}}^c$ нм <sup>3</sup> /час
1	100	0,65	0,092	1	220
2	150	0,80	0,083	2	300
3	250	1,10	0,073	3	500
4	400	1,40	0,06—0,081	4; 5	650; 900

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Газогенераторы

Все изложенное выше, с одной стороны, определило те закономерные соотношения, которым целесообразно подчинить основные показатели и параметры, характеризующие собой газогенераторы разрабатываемой серии в части конструктивной и в

части протекания процесса в них. С другой стороны, намечены величины нормальной производительности и основного геометрического размера — диаметра шахты — для газогенераторов, которые должны составить разрабатываемую серию.

Основываясь на этом материале, необходимо теперь для всего диапазона производительности  $V_{\text{час}}^c$ , охватываемого газогенераторами данной серии, дать цифровые значения основных конструктивных и эксплуатационных показателей.

Предлагаемые ниже величины того или иного показателя, конечно, не следует рассматривать как нечто совершенно обязательное. Ряд соображений, которые могут возникнуть в процессе конструктивной разработки того или иного генератора создаваемой серии, могут заставить отклониться от рекомендуемых здесь величин.

Выше было указано, что в качестве исходных первичных величин, которые определяют размеры газогенератора заданной производительности, взята нормальная напряженность процесса горения и выхода газа на 1 кг топлива, каковые приняты для всех газогенераторов проектируемой серии равными:

$$q_{\text{норм}} = 300 \text{ кг/м}^2\text{час}; E_c = 2 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

На основе этих величин получена та кривая зависимости диаметра шахты  $D_{\text{ш}}$  от производительности  $V_{\text{час}}^c$ , которая изображена на фиг. 4. Точками на той же диаграмме отмечены округленные цифры  $D_{\text{ш}}$ , принятые в табл. 6.

Кривая  $D_{\Gamma}$  (диаметр горловины) получена из условия, что отношение:

$$\frac{D_{\Gamma}}{D_{\text{ш}}} = 0,6 = \text{const}.$$

Тем самым принимается, что условная габаритная скорость газа в сечении горловины (при температуре газа  $\sim 800^{\circ}\text{C}$ ) возрастает по сравнению со скоростью в зоне горения над горловиной (температура  $\sim 1400^{\circ}\text{C}$ ) в

$$\frac{1073}{1673 \cdot (0,6)^2} \sim 1,8 \text{ раза}.$$

Наконец, на той же фиг. 4 показана кривая высоты основной зоны  $h$ , т. е. расстояния от осевой плоскости фурм до осевой плоскости газоотводных каналов. В соответствии с установленным выше положением отношение этой высоты к диаметру шахты также принято постоянным:

$$h = 1,1 D_{\text{ш}}.$$

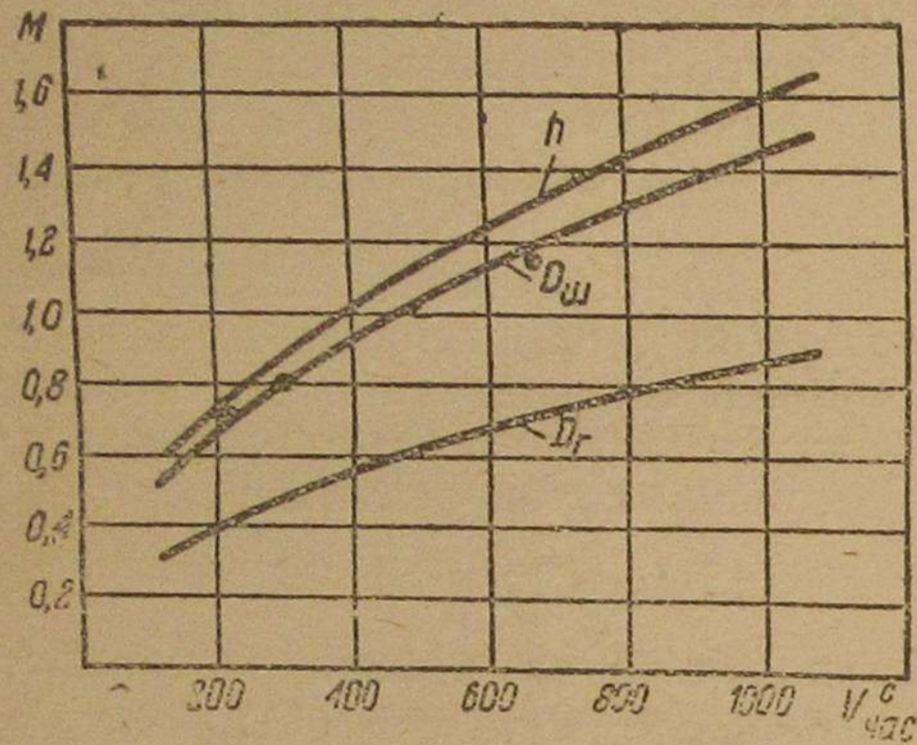
Основными показателями, характеризующими собой дутьевую воздушную систему газогенератора, нужно считать суммарное сечение фурм и скорость воздуха в них.

Исходя из того, что в газогенераторе средней производительности ( $V_{\text{час}}^c = 800 \div 900 \text{ нм}^3/\text{час}$ ) скорость воздуха при выходе

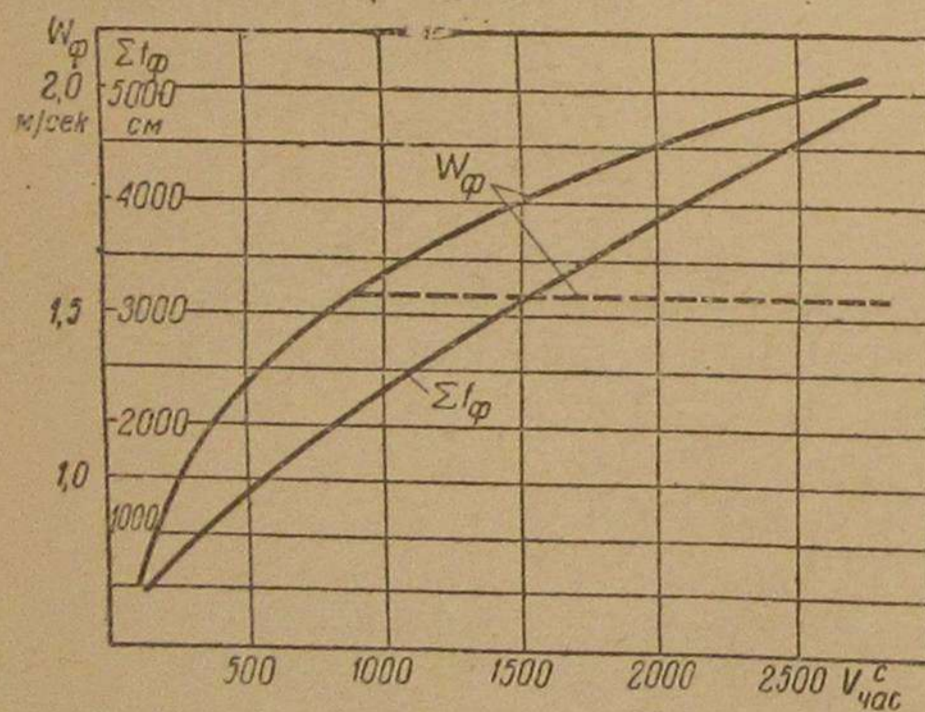
из фурм рационально давать порядка 1,5 м/сек (ориентируясь на существующие конструкции), мы получили кривую зависимости  $w_\phi$  от  $V_{\text{час}}^c$  (фиг. 5), которая подчиняется установленному выше соотношению:

$$w_\phi = C_6 \sqrt[4]{V_{\text{час}}^c}$$

Пунктирная горизонталь на фиг. 5 указывает ту постоянную величину скорости  $w_\phi$  для периферийного дутья, которая сохраняется без изменений, если принять, что газогенераторы с шахтой диаметром больше 1,4 м (т. е. при  $V_{\text{час}}^c > 900 \text{ нм}^3/\text{час}$ ) наравне с периферийным снабжаются и центральным дутьем.



Фиг. 4.



Фиг. 5.

Величина суммарного проходного сечения фурм периферийного дутья  $\Sigma f_\phi = z_\phi f_\phi$  определяется при ориентировке на подогрев воздуха в теплообменнике до  $300^\circ\text{C}$  и подчиняется соотношению:

$$\Sigma f_\phi = C_7 (V_{\text{час}}^c)^{0,75}$$

Условная габаритная скорость газа в зоне горения  $w_\text{ш}$  и в горловине шахты  $w_\text{г}$  принята постоянной и соответственно равна (фиг. 6):  $w_\text{ш} = 1,18 \text{ м/сек}$ ;  $w_\text{г} = 2,1 \text{ м/сек}$ .

При определении сопротивления топливного слоя  $\Delta p_\tau$  было

принято, что коэффициент сопротивления  $\xi = 2600 \cdot 10^{-5}$  (при подстановке в формулу минутного расхода газа), т. е. величина взята для сухой насадки с кусками  $\sim 50 \text{ мм}^1$ . При подсчете сопротивления  $\Delta p_\tau$  была взята средняя скорость с учетом ее

повышения в горловине шахты и последующего уменьшения за счет перехода к диаметру  $D_\text{ш}$  и понижения температуры газа до  $600^\circ\text{C}$  в плоскости газоотводящих каналов.

Сопротивление остальных элементов газогенератора ( $\Delta p_\text{в} + \Delta p_\text{о}$ ) столь незначительно, что вполне допустимо оценить их (с большим запасом) в 5% от  $\Delta p_\tau$  и, таким образом, считать, что

$$\Delta p_\text{г} = 1,05 \Delta p_\tau$$

Соответствующие кривые нанесены на диаграмме фиг. 6.

### Скруберы

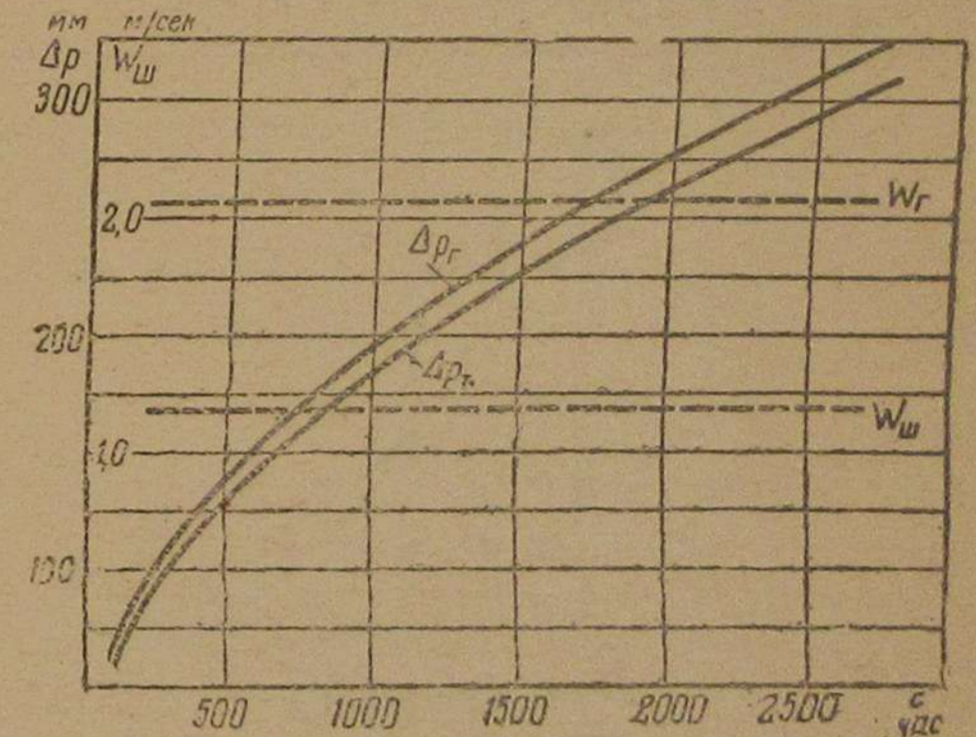
В качестве исходной величины при подсчете диаметра скрубера была принята условная габаритная скорость  $w_\text{г}^c = 0,14 \text{ м/сек}$  для скрубера наибольшей производительности ( $V_{\text{час}}^c = 400 \text{ нм}^3/\text{час}$ ). Это определило не только внутренний диаметр данного скрубера ( $d_c = 1,0 \text{ м}$ ), но на основе принятого соотношения

$$d_c = C_1 (V_{\text{час}}^c)^{0,6}$$

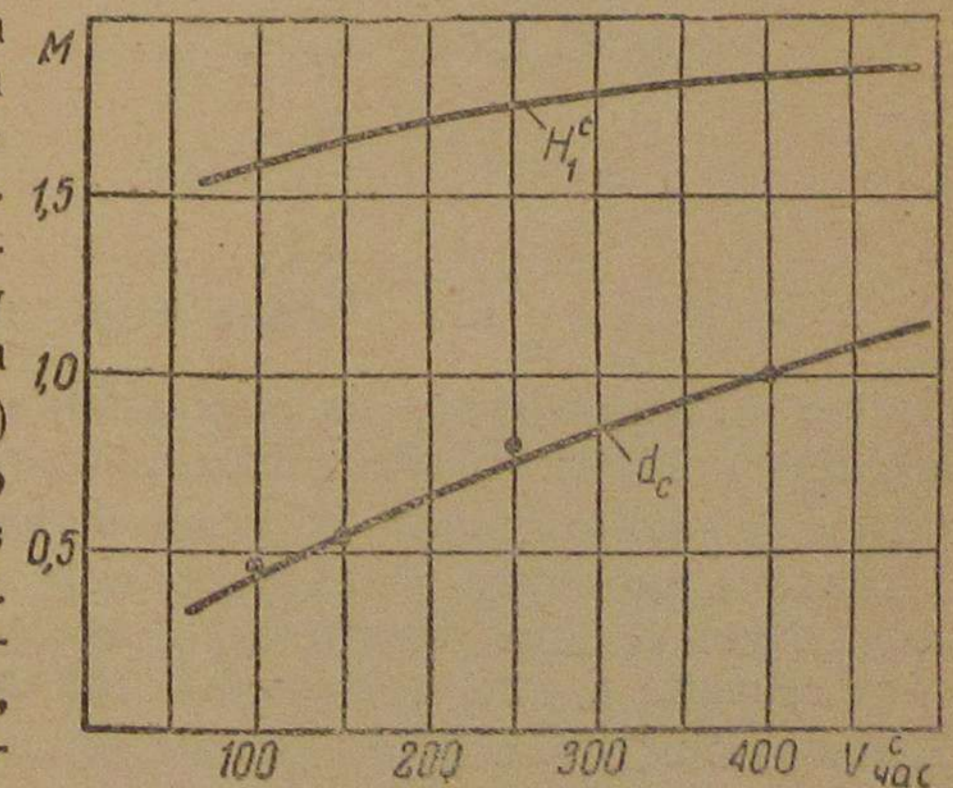
позволило выявить и зависимость  $d_c$  от производительности скрубера для всего проектируемого ряда (фиг. 7). Точки вблизи кривой  $d_c$  обозначают округленные величины диаметра, приведенные в табл. 6. На той же диаграмме нанесена кривая толщины слоя мокрой насадки скрубера  $H_1^c$ .

Сопоставление показывает, что в то время как у наиболее крупного скрубера (№ 4,  $V_{\text{час}}^c = 400 \text{ нм}^3/\text{час}$ ) отношение  $H_1^c : d_c$  равно 1,8, у малых скруберов оно повышается до 3,1–3,7.

Это вызывает необходимость, как отмечалось выше, при конструировании скрубера большой производительности обращать особое внимание на распределение потока охлаждающей воды



Фиг. 6.



Фиг. 7.

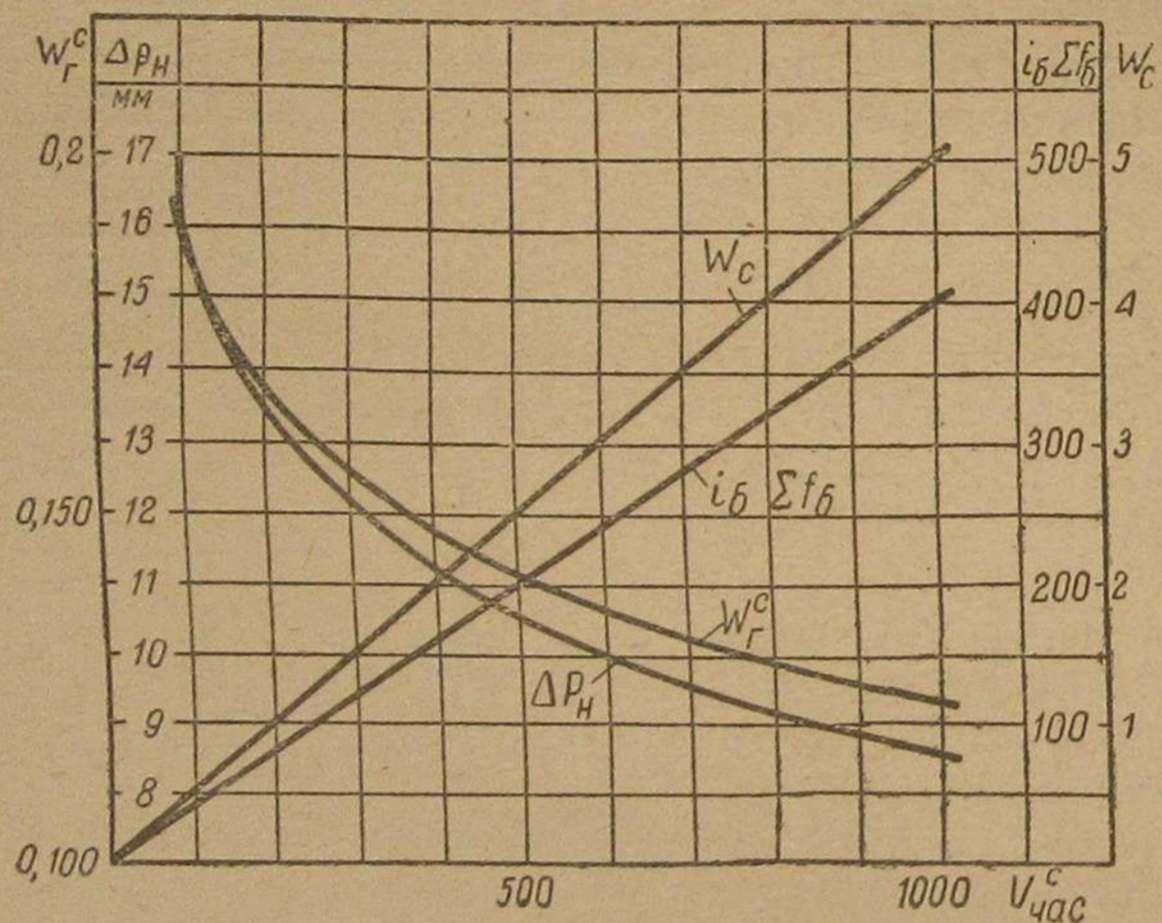
<sup>1</sup> «Справочное руководство по машиностроению» под ред. проф. Майзель, т. IV, стр. 209, табл. 538.

по сечению насадки в целях более совершенного использования всего ее объема.

Изменение сопротивления насадки  $\Delta p_n$  в скруберах различной производительности иллюстрировано кривой на фиг. 8. При определении величины  $\Delta p_n$  было принято, что коэффициент сопротивления мокрой насадки  $\xi = 3900 \cdot 10^{-5}$ \*. На всем диапазоне  $V_{\text{час}}^c$  от 100 до 400  $\text{м}^3/\text{час}$  величина  $\Delta p_n$  не превосходит 20 мм вод. ст.

Часовой расход охлаждающей воды на скруббер  $w_c$  был подсчитан при удельном расходе  $w_c = 5 \text{ л}/\text{м}^3$  и температурном перепаде  $\Delta t_b = 45^\circ$ . Предположение, что вода подается к скрубберу под напором 5 м вод. ст., определило при этом необходимое суммарное проходное сечение распыливающих отверстий брызгал  $i_b \sum f_b$ .

Соответствующие прямые нанесены на фиг. 8.



Фиг. 8.

### Сухие очистители

Как можно видеть из изложенного выше, количество показателей для сухого очистителя, величину которых можно выразить в зависимости от  $V_{\text{час}}^c$ , значительно меньше.

Задача сводится лишь к установлению внутреннего диаметра очистителя  $d_o$  при круглой форме его или внутреннего поперечного сечения  $f_o$  при прямоугольной форме. Все прочие величины (скорость  $w_r^o$ , толщина слоя насадки  $H_1^o$  и  $H_2^o$ ) приняты постоянными независимо от размеров очистителя или его произво-

\* „Справочное руководство по машиностроению“ под ред. проф. Майзель, т. IV, стр. 209, табл. 538.

дительности. Отсюда вытекает, между прочим, что и сопротивление сухого очистителя становится независимым от величины  $V_{\text{час}}^c$ , так как

$$\Delta p_o = \xi' (H_1^o + H_2^o) (w_r^o)^2.$$

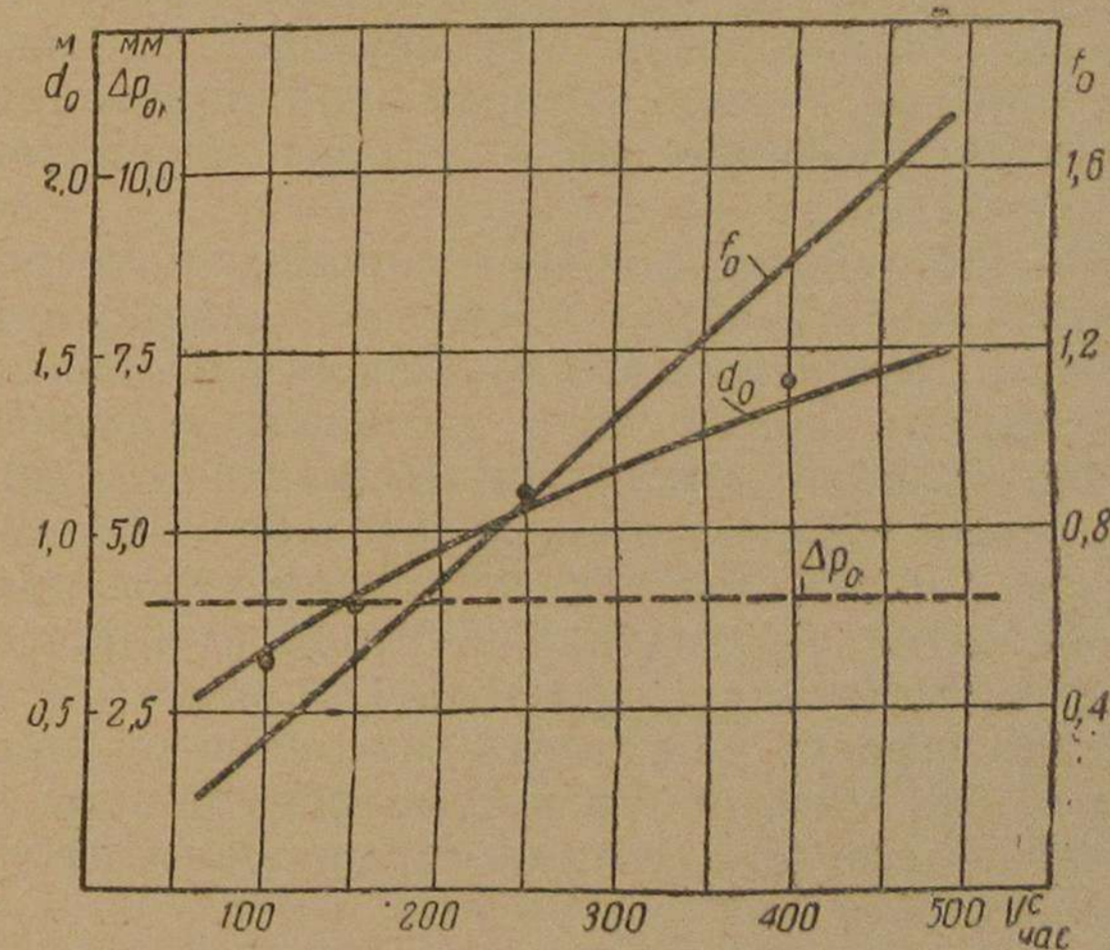
Для более эффективной очистки газа условная габаритная скорость принята пониженной по сравнению со скоростью в скрубере:  $w_r^o = 0,08 \text{ м}/\text{сек}$ . Поэтому

$$f_o = \frac{V_{\text{час}}^c}{3600 w_r^o} = 0,00347 V_{\text{час}}^c$$

или

$$d_o = 0,0665 \sqrt{V_{\text{час}}^c}.$$

Полученные по этим выражениям величины  $f_o$  и  $d_o$  даны на диаграмме фиг. 9.



Фиг. 9.

Сопротивление сухого очистителя  $\Delta p_o$  было подсчитано в предположении, что коэффициент сопротивления насадки, отнесенный к минутной производительности —  $\xi = 10000 \cdot 10^{-5}$ , или, относя к скорости  $w_r^o \text{ м}/\text{сек}$ ,  $\xi' = 10000 \cdot 10^{-5} \cdot 3600 = 360$ .

Эта величина оценена (заведомо с некоторым запасом) вследствие отсутствия сколько-нибудь достоверных данных по принятому в сухих очистителях типу насадок (древесная стружка). Подсчет дал  $\Delta p_o \sim 4 \text{ мм вод. ст.}$

Суммарная толщина двух слоев насадок сухого очистителя

$$H_1^o + H_2^o = 1,5 \text{ м.}$$

## О РАЦИОНАЛЬНЫХ СФЕРАХ ПРИМЕНЕНИЯ ПРОЕКТИРУЕМЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ И ТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Выше указывалось, что основное назначение газогенераторов разрабатываемой серии состоит в питании силовым газом газовых двигателей или дизелей, переводимых либо на газо-жидкостный процесс, либо целиком на газовое топливо с принудительным зажиганием. Однако не исключается возможность применения тех же газогенераторов и для иных целей. В частности, практический интерес представляет использование генераторов обращенного процесса для обслуживания металлургических печей и печей различного типа в термических цехах машиностроительных заводов.

До последнего времени металлургические и термические печи работали на жидком топливе (нефть, мазут) либо на газе, получаемом в генераторах прямого процесса.

Применение газогенераторов прямого процесса в металлургическом производстве мотивировалось тем, что газ, получаемый при обращенном процессе, не обеспечивает ту минимальную температуру горения в печи, которая необходима для правильного протекания процесса в ней и которая оценивается металлургами в  $1250 \div 1300^\circ \text{C}$ .

Между тем, обстановка военного времени потребовала перевода не только двигателей, но также и печей с жидкого горючего на местные сорта твердого топлива (в большинстве случаев дрова или торф) и, кроме того, заставила поставить вопрос о максимально экономичном использовании и твердого топлива.

Как известно, к. п. д. газогенератора обращенного процесса приблизительно на 25% выше к. п. д. генератора прямого процесса. Это обстоятельство наряду с большой простотой схемы газогенераторной установки обращенного процесса и ее эксплуатации заставило кафедру двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Баумана в 1942 г. подробно рассмотреть вопрос о возможности применения газогенераторов обращенного процесса к металлургическим печам<sup>1</sup>.

Теоретическое (расчетное) исследование должно было установить конкретные условия, при которых газ из генераторов обращенного процесса можно применять в металлургических печах всех типов. Методика и результаты этого исследования вкратце излагаются здесь.

Задача заключалась в том, чтобы выявить зависимость температуры сгорания в печи  $t_z$  от основных факторов, ее определяющих, и выяснить степень влияния каждого из них.

Определяющими факторами являются:

- а) влажность топлива  $W$ ;
- б) температура рабочей смеси генераторного газа с воздухом  $t_0$ ;

<sup>1</sup> См. по этому поводу отчет по теме „Применение газогенераторов обращенного процесса к металлургическим печам“ кафедры двигателей внутреннего сгорания МММИ им. Баумана, август 1942 г.

в) охлаждение генераторного газа в скрубере.

Первый из этих факторов, отражаясь на протекании процесса в генераторе и, следовательно, на составе получаемого генераторного газа, существенно влияет на температуру сгорания в печи. Эта сторона расчетного исследования должна была определить максимально допустимую влажность топлива ( $W$  в процентах ко всей рабочей массе первичного топлива различных пород). Для расчета были взяты шесть сортов древесного топлива (березовые чурки, хвойные и смешанный швырок) влажностью от 18,0 до 37,4% и три сорта торфа влажностью 17,24 ÷ 45,5%.

Температура рабочей смеси  $t_0$  характеризует собой физическое ее тепло, вносимое в печь, и неизбежно должна влиять на температуру сгорания  $t_z$ . В подсчетах был принят диапазон изменения температуры от 25 до  $300^\circ \text{C}$ . Проведен также просчет для сухого газа при  $t_0 = 0^\circ \text{C}$ . В том же интервале подсчитывалась температура сгорания и для варианта конденсации части влаги генераторного газа в скрубере.

В соответствии с изложенным для просчетов была принята следующая методика.

В первую очередь для каждого топлива произведен теоретический расчет на сухой генераторный газ, т. е. температура сгорания в печи определялась в предположении, что рабочая смесь газа с воздухом поступает в печь при  $0^\circ \text{C}$  и что, следовательно, вся влага, содержащаяся в генераторном газе, сконденсирована и отделена.

Второй раздел расчетов для каждого первичного топлива содержал определение температуры сгорания влажного газа при различных температурах смеси, поступающей в печь ( $25 \div 300^\circ \text{C}$ ).

Наконец, третий раздел расчетов (для древесного топлива) был произведен в предположении, что газ на пути между генератором и печью охлаждается до  $25^\circ \text{C}$  с соответствующим отделением влаги (действие скрубера), а затем вновь нагревается в специальном теплообменнике с различной интенсивностью.

Результаты просчетов зависимости температуры  $t_z$  от температуры рабочей смеси  $t_0$  для древесного топлива приведены в сводном графике (фиг. 10). Здесь сопоставлены температуры сгорания для газа из березовых чурок при влажности их 20,0 и 37,4%.

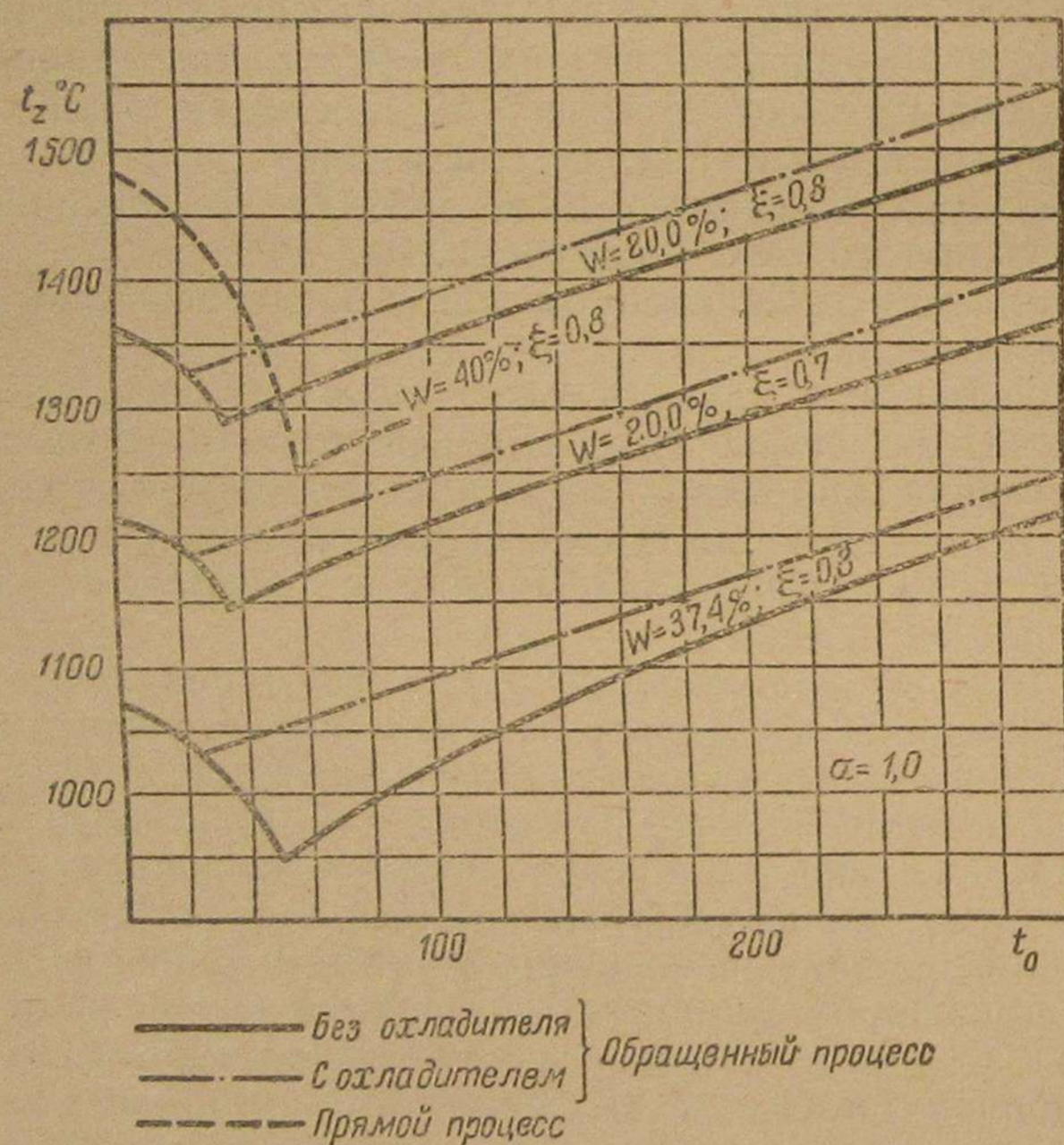
Сплошные линии относятся к расчетам, проведенным в предположении, что конденсация водяных паров отсутствует (схема подачи газа в печь помимо скрубера). Другими словами, эти сплошные линии относятся к расчетам на влажный газ. Излом кривых соответствует для каждого топлива температуре насыщения генераторного газа („точке росы“).

На этом графике отмечается влияние относительной влажности  $W$  на температуру сгорания. При одинаковых температурах рабочей смеси  $t_0$  температура сгорания в печи  $t_z$  различается для названных двух топлив на  $280 \div 360^\circ$ , не превосходя при  $W = 37,4\%$   $1215^\circ \text{C}$ .

Таким образом нужно подчеркнуть значительное влияние влажности дров на температуру сгорания.

Имеет практическое значение и то обстоятельство, выявленное при исследовании, что порода дров при одинаковой влажности не влияет на температуру сгорания. Разница в величине  $t_z$  для генераторного газа из березовых чурок и из хвойного швырка при  $W = 20,0\%$  составляет  $2-10^\circ$ , т. е. практически равна нулю.

Увеличение количества физического тепла, вносимого в печь (получаемое путем подогрева генераторного газа или рабочей смеси), естественно, повышает температуру сгорания  $t_z$ . Однако это влияние подогрева более слабое, чем влияние влажности



Фиг. 10.

первичного топлива. При изменении температуры рабочей смеси от точки росы до  $300^\circ\text{C}$  температура сгорания повышается на  $220-270^\circ$ , т. е. менее резко, чем за счет уменьшения  $W$ .

Следует к тому же иметь в виду, что подогрев газа, дающий  $t_0$  выше  $220-240^\circ\text{C}$ , практически трудно осуществим.

На диаграмме фиг. 10 дополнительно представлено влияние коэффициента использования тепла  $\xi$ . Этот коэффициент учитывает потерю тепла через стенки печи. Из сопоставления соответствующих кривых следует, что качество тепловой изоляции печи имеет существенное значение.

Конденсация части водяных паров, содержащихся в генераторном газе, как результат применения охладителя (скрубера), повышает температуру сгорания рабочей смеси, так как за счет уменьшения количества балластной влаги повышается теплотворная способность этой смеси.

На графике (фиг. 10) штрихпунктирными линиями показано протекание зависимости  $t_z$  от  $t_0$  в этом случае.

Оказывается, что при достаточно сухом первичном топливе влияние скрубера на температуру сгорания не очень велико.

Например, при  $W = 20,0\%$  конденсация водяных паров в скрубере повышает температуру  $t_z$  приблизительно на  $40^\circ$  на всем диапазоне изменения  $t_0$ .

В случае применения дров с более высокой влажностью ( $W = 37,4\%$ ) повышение температуры сгорания в результате конденсации влаги составляет  $35-100^\circ$ .

Фиг. 11 иллюстрирует влияние влажности топлива на его расход, т. е., другими словами, на экономичность генераторного процесса.

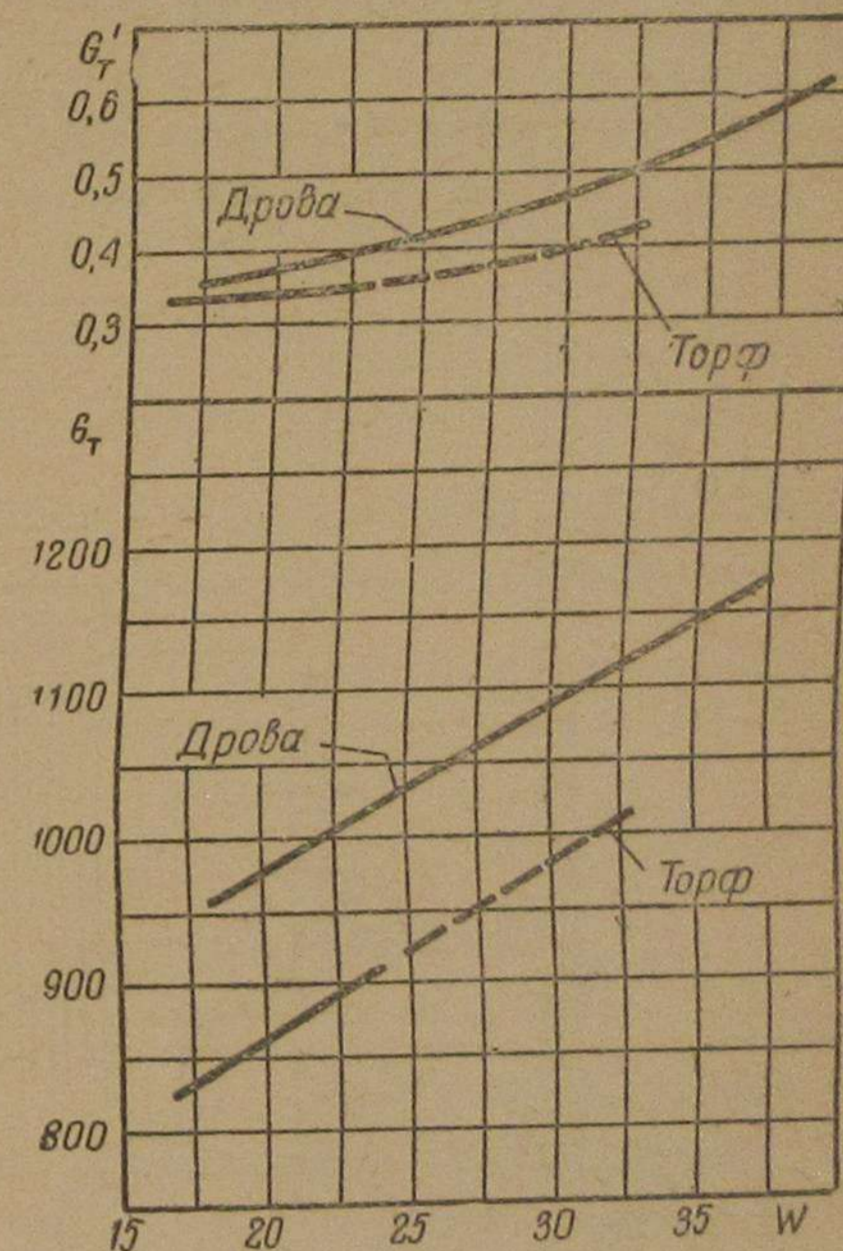
Естественно, при увеличении влажности как для дров, так и для торфа возрастает их расход на 100 мол сухого генераторного газа ( $G_T$ ) и на каждые 1000 кал теплотворной способности газа ( $G_T'$ ).

Влияние  $W$  на величины  $G_T$  и  $G_T'$  оказывается достаточно большим.

Полученные результаты расчетного исследования носят до известной степени условный характер в отношении численных значений (оценка коэффициента использования тепла  $\xi$ , опытные цифры по составу генераторного газа). Все же эти результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Решающее влияние на температуру сгорания генераторного газа в печи оказывает влажность первичного твердого топлива.

2. При установке генератора обращенного процесса температура сгорания в печи порядка  $1250^\circ\text{C}$  и выше обеспечивается без каких-либо дополнительных мероприятий, если относительная влажность топлива не превышает  $20-25\%$ . При этом условии к горелкам печи может подводиться горячий влажный газ, т. е. в схему установки можно не включать скрубера.



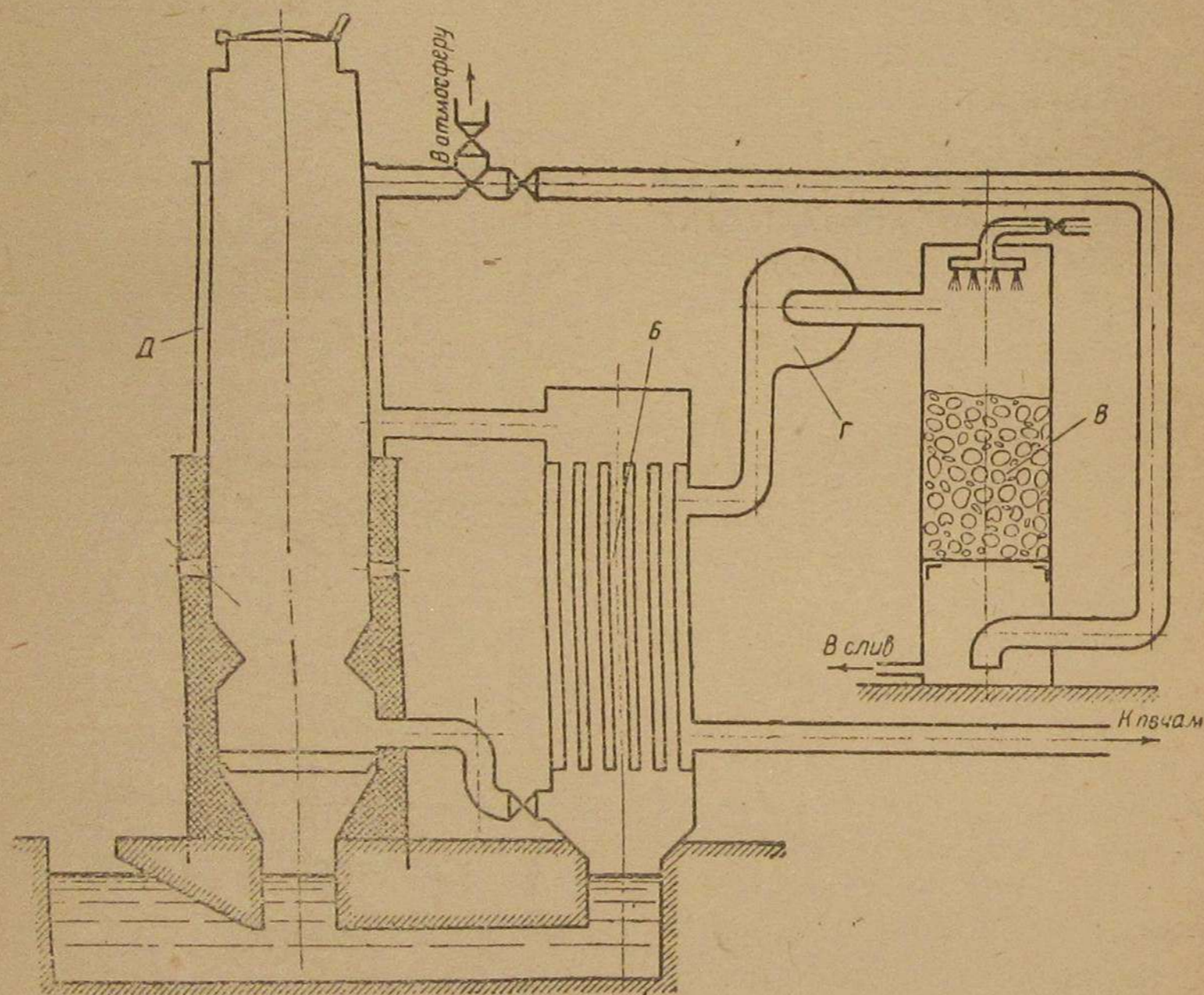
Фиг. 11.



3. Использование первичного топлива более высокой влажности (до  $W = 40\%$ ) само по себе не исключает возможности получения в металлургической печи температуры сгорания  $1250 \div 1300^\circ \text{C}$ . Однако для достижения таких величин  $t_z$  в этом случае необходимо применение одного из следующих мероприятий (или их совместного сочетания):

а) подсушка топлива в бункере газогенератора за счет использования физического тепла газа;

б) подогрев газа перед поступлением его в печь после предварительного пропускания через скруббер, что может быть про-



Фиг. 12.

изведено также за счет использования физического тепла газа в специальном теплообменнике по принципиальной схеме, показанной на фиг. 12;

в) подогрев воздуха, поступающего к фурмам газогенератора (опять-таки путем использования физического тепла газа при выходе его из газогенератора).

Последнему из перечисленных мероприятий следует отдать предпочтение, так как, кроме конструктивных преимуществ, о которых речь будет идти ниже, подогрев воздуха дает повышение температуры газификации, что, как известно, приводит к улучшению процесса.

Эти выводы позволяют утверждать, что использование газогенераторов обращенного процесса применительно к металлургическим печам возможно и целесообразно. Такое утверждение подкрепляется еще рядом соображений эксплуатационного порядка, а именно:

а) Вся установка в случае применения генераторов обращенного процесса получается проще за счет отсутствия усложненных очистительных устройств, которые предназначаются при прямом процессе главным образом для отделения продуктов сухой перегонки древесины.

б) Обращенный процесс является более устойчивым во времени, так как состав получаемого газа не зависит от толщины слоя топлива, расположенного над зоной горения (над плоскостью фурм). Тем самым в этом случае легче, чем при прямом процессе, поддерживается постоянство температуры сгорания в печах.

в) Как указывалось, экономичность газогенераторной установки при обращенном процессе приблизительно на  $25\%$  выше, чем при прямом процессе.

Что касается применения газогенераторов обращенного процесса для питания газом термических печей, то в этом случае условия еще более благоприятные.

В зависимости от типа и назначения печей в них должны быть обеспечены следующие температуры:

1. Муфельные печи для отжига —  $890 \div 920^\circ \text{C}$ .
2. Муфельные печи для нагрева под закалку —  $1000^\circ \text{C}$ .
3. Соляные закалочные печи —  $840 \div 850^\circ \text{C}$ .
4. Вращающиеся печи для цементации —  $880 \div 900^\circ \text{C}$ .
5. Соляные печи для отпуска —  $380 \div 400^\circ \text{C}$ <sup>1</sup>.

Если считать, что температура горения должна быть на  $10 \div 15\%$  выше указанных значений, то получается, что величина  $t_z$  в термических печах не должна превышать  $1100 \div 1200^\circ \text{C}$ .

Упомянутые выше расчеты показали, что такие температуры легко могут быть получены даже в случае использования в газогенераторе обращенного процесса дров с относительной влажностью до  $37\%$  (см. диаграмму фиг. 10).

Основной особенностью применения газогенераторов обращенного процесса к термическим печам являются несколько пониженные требования к степени очистки газа.

Незначительное количество смол, которое может содержаться в газе по выходе его из генератора, не опасно для деталей, подвергаемых термической обработке. Эти смолы сгорают до соприкосновения продуктов сгорания с деталями. Поэтому возможно подавать к горелкам горячий газ, не включая в схему установки мокрый очиститель (скруббер). Скруббер, как известно, выполняет две функции: очищает газ от смолы (при небольшом ее содержании) и механического уноса и, кроме того, отделяет

<sup>1</sup> Минкевич Н. А., Печи и оборудование термических цехов, М.—Л. 1937.

влагу, содержащуюся в газе, путем ее конденсации при охлаждении газа до  $20 \div 30^\circ \text{C}$ .

В случае подачи генераторного газа к термическим печам второе мероприятие (влагоотделение) в большинстве случаев тоже оказывается излишним, ибо горячий влажный газ обеспечивает нужную температуру сгорания даже при высокой влажности первичного твердого топлива. Необходимость в охлаждении газа возникает только тогда, когда конструкция газоподводящего устройства печи (например прорезиненный гибкий шланг) не допускает прохождения через него газа, обладающего высокой температурой.

Отделение от генераторного газа механических примесей можно в рассматриваемом случае производить в каком-либо очистительном устройстве относительно простой конструкции, например в циклоне.

Таким образом нормально схема газогенераторной установки для питания термических печей может состоять лишь из самих газогенераторов и грубых очистителей (плюс водяные затворы на газопроводе между генераторами и очистителями).

В случае необходимости охлаждения газа, подводимого к какому-либо одному типу печей, скруберы следует устанавливать только на том ответвлении газовой магистрали, по которому газ направляется именно к этим печам. Это сведет расход воды на охлаждение газа к потребному минимуму.

## ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ ДЛЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ И ОЧИСТИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ПРОЕКТИРУЕМОЙ СЕРИИ И, В ЧАСТНОСТИ, ДЛЯ ТИПОВОГО ПРОЕКТА ГАЗОГЕНЕРАТОРА

### Газогенератор

При выборе основных конструктивных форм газогенератора обращенного процесса мы считаем необходимым базироваться на следующих исходных положениях:

1. Конструкция должна обеспечивать по возможности наиболее совершенное протекание процесса. Под этим подразумевается такое конструктивное оформление газогенераторов, при котором газификация твердого топлива происходила бы наиболее экономично, получаемый генераторный газ обладал бы возможно большей калорийностью.

Однако часто обстановка не допускает, чтобы высококачественный рабочий процесс газогенератора покупался ценой значительного усложнения конструкции или сопровождался применением дефицитных материалов (в частности значительным расходом металла). Отсюда вытекает второе исходное положение.

2. Применение металла в разрабатываемой конструкции должно быть ограничено необходимым минимумом. Основным строительным материалом для газогенератора должен служить кирпич (красный и огнеупорный), причем необходимо избегать применения лекального кирпича.

3. Конструкция газогенератора должна быть такова, чтобы его эксплуатация отличалась простотой и была рассчитана на малоквалифицированный обслуживающий персонал.

Удовлетворение первого из этих положений требует, чтобы топливный слой в зоне горения газогенератора во всем своем объеме равномерно охватывался воздухом, подводимым для сгорания. Другими словами, при конструировании газогенератора прежде всего нужно обратить внимание на способ подвода воздуха, на распределение тех дутьевых сечений, через которые воздух поступает в шахту газогенератора.

Основное поступление воздуха осуществляется через фурмы, равномерно расположенные по окружности шахты генератора (периферийное дутье).

Движение воздуха из фурм полностью охватывает топливо в слое лишь в том случае, если количество фурм и их ширина (по периметру шахты) дают широкий фронт движения воздуха к центру, а скорость вытекания его из фурм обеспечивает необходимую „дальнобойность“ воздушных струй по направлению к оси газогенератора. Таким образом при периферийном дутье для обеспечения высококачественного протекания процесса нужно количество фурм и их размеры (определяющие скорость истечения) устанавливать, исходя из размеров газогенератора и напряженности процесса горения. Получающиеся соотношения были приведены выше.

Достаточно широкий диапазон производительности, а следовательно, и размеров газогенераторов приводит к необходимости поставить вопрос о том, возможно ли во всех генераторах ограничиться периферийным дутьем (подачей воздуха через фурмы, расположенные по окружности зоны горения) или же, начиная с некоторого диаметра шахты, следует переходить на сочетание периферийного дутья с центральной подачей воздуха по оси генератора (центральное дутье).

Разрешить эту задачу путем каких-либо теоретических расчетов затруднительно. Трудно выявить характер движения воздуха в топливном слое с той необходимой степенью определенности и достоверности, которая позволила бы применить к данному случаю исходные теоретические положения движения газов в среде, обладающей известным сопротивлением.

Поэтому приходится при решении этого вопроса исходить из практического опыта либо опираться на соображения чисто умозрительного характера.

Заслуживает внимания опыт эксплуатации газогенератора „Г-2“ конструкции завода „Двигатель революции“. Данный генератор обращенного процесса производительностью  $450 \text{ нм}^3/\text{час}$ , с шахтой диаметром 900 мм, наряду с фурмами, расположен-

ными по периферии шахты, снабжен также центральной трубой, подводящей воздух по вертикальной оси генератора.

Однако, по имеющимся сведениям, на ряде установок этого газогенератора центральный подвод воздуха заглушен и газогенератор работает вполне удовлетворительно при наличии только периферийного дутья.

Этот пример, а также наше общее представление о характере движения воздуха по топливному слою приводят к мысли, что газогенераторы обращенного процесса с шахтой диаметром по крайней мере до 1500 мм можно выполнить, ограничиваясь только периферийным дутьем. Понятно, что в пользу такого решения говорит и то, что конструкция генератора получается в этом случае более простой.

Так как предлагаемый выше проектный ряд газогенераторов ограничивается наибольшей производительностью 900  $\text{нм}^3/\text{час}$ , чему соответствует диаметр шахты 1400 мм, то вопрос о совместном применении периферийного и центрального дутья в генераторах разрабатываемой серии отпадает.

Совершенство рабочего процесса газогенератора с точки зрения получения газа высокого качества в очень большой степени зависит от того, с каким содержанием влаги топливо включается в процесс газификации.

В реальных условиях эксплуатации газогенераторных установок, работающих на местном топливе, трудно рассчитывать, чтобы топливо всегда загружалось в бункер предварительно подсушенным до такой незначительной влажности, при которой генераторный газ получается вполне удовлетворительного качества ( $W = 20 \div 30\%$ ).

Поэтому необходимо в конструкции газогенератора предусмотреть мероприятия, которые уничтожали бы отрицательное влияние повышенной влажности топлива.

Одним из таких мероприятий может являться подсушка топлива непосредственно в бункере генератора за счет использования физического тепла газа, выходящего из зоны газификации газогенератора. С этой целью бункер должен быть снабжен рубашкой, по которой протекал бы горячий генераторный газ, прежде чем он поступит в выходной патрубок генератора. Подобная бункерная рубашка делается, между прочим, в целом ряде легких газогенераторов транспортного типа (автомобильных, тракторных) и там себя оправдывает.

Однако мы сочли более правильным отказаться от такого способа подсушки первичного топлива, причем исходили из следующих соображений:

а) Подсушка топлива в бункере, предполагающая теплопередачу от горячего газа к дровам через металлическую стенку и распространение переданного тепла в глубину топливного слоя, может быть эффективной только в применении к генераторам с бункером малого диаметра, когда отношение периметра бункера к его поперечному сечению достаточно велико (как

известно, это отношение для цилиндра  $\frac{S}{F} = \frac{4}{D}$ , где  $D$  — диаметр). Именно это благоприятное условие и имеет место в автомобильных и тракторных газогенераторах. В крупных газогенераторах соотношение между периметром и сечением бункера становится уже недостаточным для эффективного распространения передаваемого тепла по толще топлива в бункере.

б) Затрудненная теплопроводность топливного слоя в проектируемых газогенераторах усугубляется тем, что в них предполагается применять швырковые дрова длиной 0,5 м, почему, естественно, в бункере будет образовываться больше пустот, чем при применении древесных чурок небольшого размера в транспортных газогенераторах.

в) Возможное в описанных условиях уменьшение относительной влажности топлива на 3—5% (за счет подсушки полейев, расположенных в непосредственной близости к бункерной рубашке) не окупит усложнения конструкции газогенератора и увеличенного расхода металла.

Другое мероприятие, которое должно дать более осязаемый эффект, чем подсушка топлива в бункере, и которое было применено в конструкциях газогенераторов, разработанных кафедрой двигателей внутреннего сгорания МВТУ, заключается также в использовании физического тепла горячего генераторного газа. Однако в данном случае это тепло передается не первичному топливу в бункере, а воздуху, поступающему к фурмам газогенератора.

С этой целью создается специальный теплообменник — воздухоподогреватель трубчатого типа. Подобный теплообменник, как показал опыт разработки конструкций, удастся достаточно удобно разместить в самом корпусе кирпичного генератора.

Теплообменник выполняется в виде нескольких каналов в кирпичной кладке, внутри которых по оси располагаются трубы. Назначение каналов и труб может быть различным.

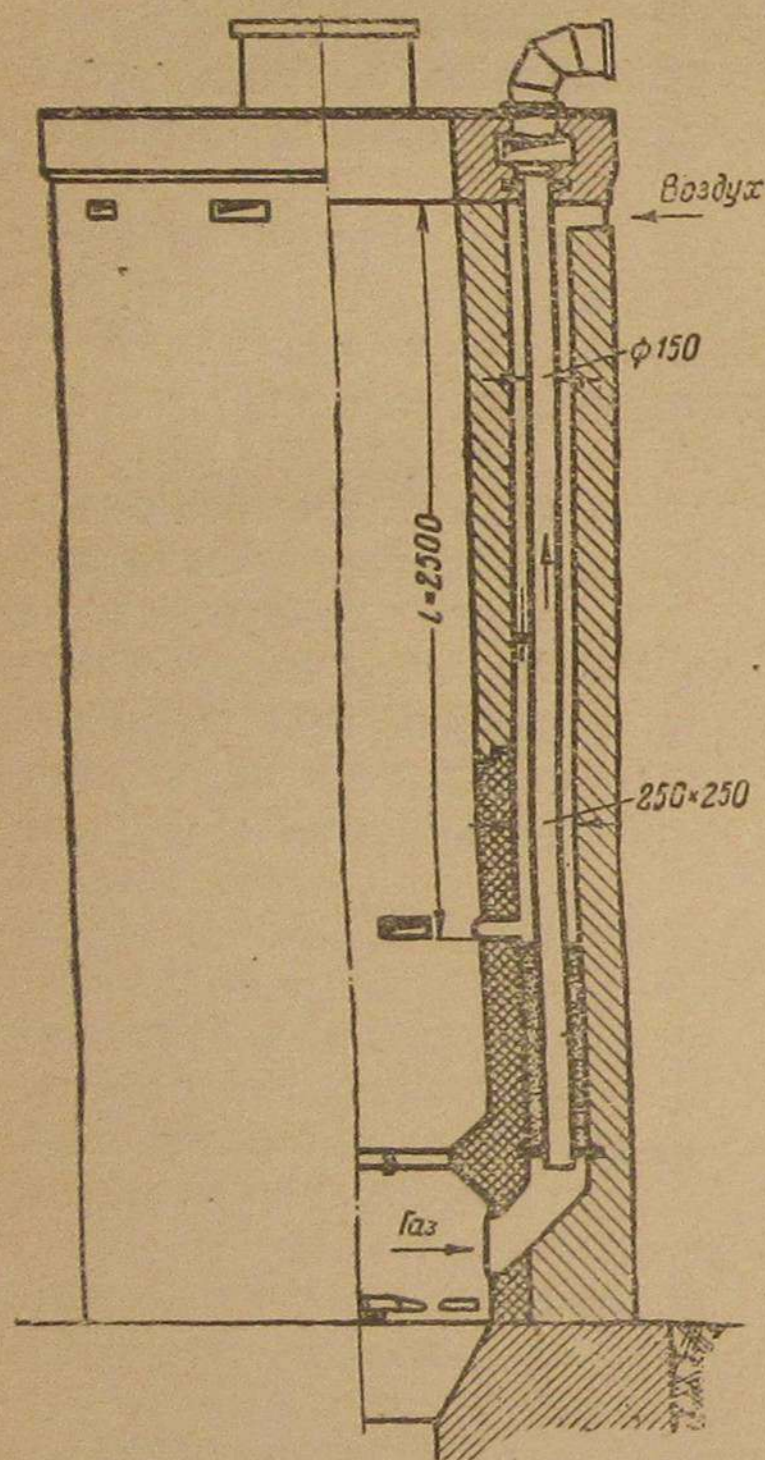
По одному варианту каналы в кирпичной кладке служат для пропускания подогреваемого воздуха, а по металлическим трубам направляется горячий генераторный газ, который затем собирается в газовый коллектор в верхней части газогенератора.

По другому варианту генераторный газ направляется в газовый коллектор по каналам в кирпичной кладке, а внутренние металлические трубы служат для пропускания подогреваемого воздуха, который далее идет к фурмам.

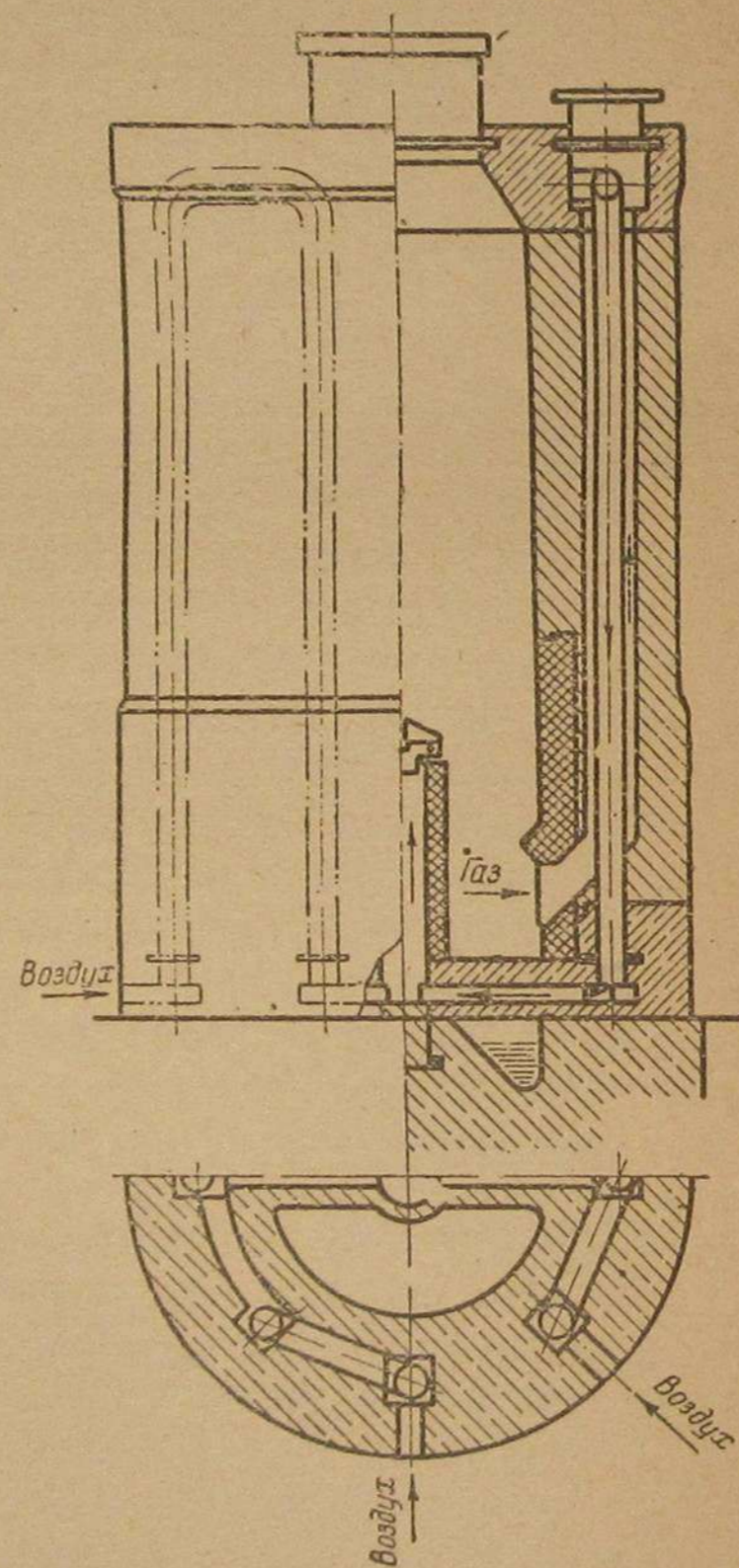
Сопоставляя эти два возможных варианта, схематически изображенные на фиг. 13 и 14, следует прийти к выводу о преимуществе первого из них.

Действительно, при проходе генераторного газа, имеющего среднюю температуру  $550 \div 650^\circ \text{Ц}$ , по кирпичному каналу неизбежно будет иметь место более сильная теплоотдача к кирпичной кладке газогенератора, а следовательно, и более сильная потеря в окружающую среду, чем при пропускании по тому же каналу воздуха, средняя температура которого не более  $200 \div 220^\circ \text{Ц}$ .

Кроме того, в газовсасывающей установке при нарушениях плотности швов кирпичной кладки генератора возможен подсос воздуха извне в каналы теплообменника. Если такой подсос будет иметь место при проходе по каналам воздуха, то он не окажет никакого отрицательного влияния на процесс газификации. В том же случае, если подсасываемый воздух будет попадать в генераторный газ, текущий по каналам, это приведет,



Фиг. 13.



Фиг. 14.

в лучшем случае, к ухудшению состава газа за счет обогащения кислородом, а в худшем случае может явиться причиной сгорания горячего газа в теплообменнике. К тому же самый подсос во втором варианте должен быть более интенсивным, так как генераторный газ проходит теплообменник при большем разрежении, чем воздух.

Расчеты доказывают вполне удовлетворительную эффективность такого способа использования физического тепла генераторного газа. Расчеты теплообменника показывают, что количество тепла, передаваемое воздуху в теплообменнике и вноси-

мое затем в зону горения, соответствует снижению относительной влажности топлива приблизительно на  $10 \div 12\%$ . Это означает, что в газогенераторе обращенного процесса, снабженном подобным теплообменником-воздухоподогревателем, можно применять дрова с относительной влажностью до  $40 \div 45\%$ , не опасаясь ухудшения качества получаемого газа.

К числу конструктивных мероприятий, направленных на улучшение процесса газификации (на его интенсификацию), относится создание в зоне горения горловины, т. е. местного сужения сечения шахты газогенератора. Подобная горловина, как известно, всегда имеется в газогенераторах транспортного типа, характеризующихся повышенной напряженностью горения.

Выше, при установлении конструктивных показателей разрабатываемой серии, было принято, что все газогенераторы этой серии имеют подобные горловины, причем диаметр горловины составляет 0,6 от диаметра шахты. Такое соотношение диаметров, дающее уменьшение живого сечения почти в три раза, должно значительно интенсифицировать процесс образования газогенераторного газа.

Для того чтобы переход от цилиндрической верхней части газогенератора к горловине не приводил к зависанию топлива, необходимо этот переход выполнять менее резким. Предполагается, что в проектируемых газогенераторах между верхней частью шахты и горловиной должен быть расположен обратный конус с углом при вершине  $60-70^\circ$ . Такой сравнительно небольшой угол раствора конуса дает и большую прочность горловине, которая, как и весь корпус газогенератора, должна быть выполнена из кирпича. Нижний конус (т. е. переход от горловины к цилиндрической нижней части генератора) может иметь больший угол при вершине, порядка  $90^\circ$ . Эта величина лимитируется соображениями прочности горловины.

Для обеспечения второго из названных выше исходных положений, как уже отмечалось, весь корпус газогенератора должен быть кирпичным. Внутренняя кладка из огнеупорного кирпича выполняется на высоте от фундамента газогенератора до горловины и над горловиной — на высоту, равную приблизительно 1,5 диаметра шахты. Эта огнеупорная кладка должна быть независимой от основной кладки корпуса, сложенной из простого красного кирпича.

Так как наименьший диаметр шахты в газогенераторах разрабатываемой серии равен 700 мм, кладка может быть выполнена без применения лекального кирпича, с частичной подтеской обычных кирпичей стандартного размера.

Чтобы предотвратить или, во всяком случае, уменьшить возможность зависания топлива в шахте, она выполняется слегка на конус (диаметр шахты в верхней части у головки генератора на  $50 \div 100$  мм меньше, чем в нижней части над горловиной).

Для некоторого укрепления кладки корпус газогенератора снабжается внешним каркасом из четырех вертикальных швел-

леров и кольцевых бандажей из полосовой стали. Снаружи поверхность кирпичной кладки ниже плоскости воздушных фурм должна быть тщательно оштукатурена.

Дальнейшие решения в области установления конструктивных форм проектируемых газогенераторов относятся к области эксплуатации. Они должны обеспечить надежность конструкции, ее долговечность, доступность для ремонта и его простоту.

1. Колосниковая решетка. В газогенераторах обращенного процесса, предназначенных для древесного топлива, колосниковая решетка не обязательна. Можно назвать ряд конструкций подобных газогенераторов (в частности транспортных), совершенно не имеющих колосниковой решетки.

Однако мы не считаем возможным идти на такое упрощение конструкции. Колосниковая решетка необходима для удобства ручного золоудаления через водяной затвор в фундаменте генератора (о чем речь будет ниже), так как она удерживает основную по весу часть загруженного в генератор топлива. Задача заключается в том, чтобы колосниковая решетка при достаточной простоте конструкции надежно выполняла свои функции. С этой целью прежде всего принято, что отбор газа из шахты газогенератора должен осуществляться выше колосников. Тогда колосниковая решетка будет работать в значительно более легких условиях, не подвергаясь непосредственному воздействию горячего газа; опасность прогорания колосников сведется при этом к минимуму.

Известно, что при сжигании дров получается незначительное количество золы, и возможность ее спекания очень не велика. Исходя из этого, можно было бы пойти на применение неподвижных колосников. Но такое упрощение конструкции нежелательно. Отдельные куски не вполне прогоревшего топлива могут висеть над колосниковой решеткой, затрудняя провал золы в прозоры между колосниками. Шуровка через специальные шуровочные отверстия может при этом не давать желаемого эффекта, так как при обращенном процессе шуровочные отверстия можно располагать только над горловиной шахты, т. е. далеко от колосниковой решетки.

Сказанное является причиной того, что в разрабатываемых нами газогенераторах применены решетки с качающимися колосниками. Процесс покачивания колосников, которое нужно производить лишь время от времени, вполне может осуществляться вручную.

Чтобы облегчить ремонт колосниковой решетки в случае какого-либо повреждения, применена конструкция решетки со съемными элементами.

2. Газовый коллектор является элементом газогенератора, объединяющим потоки газа, выходящие из отдельных труб теплообменника-воздухоподогревателя, и располагается в головке газогенератора, т. е. в верхней его части, перекрывающей шахту.

В некоторых газогенераторах, сконструированных кафедрой двигателей внутреннего сгорания МВТУ в 1942 г., такой коллек-

тор выполнен в виде кольцевой полости непосредственно в бетонной головке генератора. В других разработанных нами конструкциях газовый коллектор представляет собой сварную металлическую кольцевую коробку, свободно лежащую в кольцевом проеме бетонной головки.

Полагаем, что более правильным является второе решение. Наличие отдельной металлической коробки облегчает задачу сочленения труб теплообменника с газовым коллектором с учетом удлинения труб под действием высоких температур.

В разработанных ранее конструкциях газогенераторов были применены два типа сочленений. В конструкциях первого типа дано жесткое соединение труб теплообменника с коллектором, а свободное удлинение труб допущено вниз к газоотводящим каналам сквозь шлаковую засыпку, которая заполняет на некоторой высоте промежуток между трубой и стенками кирпичного воздушного канала. В конструкциях второго типа трубы теплообменника жестко заделаны нижним своим концом в кладке газогенератора, удлинение же их возможно вверх, через соединение с газовым коллектором (сальникового типа). Оба эти типа сочленений нельзя признать достаточно удовлетворительными с точки зрения надежности.

Поэтому в типовом проекте газогенератора решено применить иную конструкцию. Металлическим трубам теплообменника дается жесткая заделка нижнего конца в кладке и одновременно жесткое соединение вверху с коробкой газового коллектора. Сам газовый коллектор, опирающийся на верхние фланцы газоподводящих труб в головке генератора, имеет возможность подниматься при удлинении труб (которое, естественно, должно быть практически одинаковым у всех труб теплообменника). Компенсация такого перемещения газового коллектора может быть без труда осуществлена в сочленении выходного патрубка газового коллектора с основной газовой магистралью.

3. Загрузочная воронка. Поскольку проектируемые газогенераторы предназначены в первую очередь для питания газом двигателей внутреннего сгорания, т. е. для газосасывающих установок, загрузочная воронка может быть простейшей конструкции, с простой крышкой. Двойной затвор при обращенном процессе необходим только в том случае, когда газогенератор находится под избыточным давлением и, следовательно, когда открывание простого затвора для загрузки топлива сопровождалось бы выбрасыванием газа в помещение. Конструкция загрузочной воронки в типовом проекте газогенератора выполнена следующим образом.

Корпус воронки имеет цилиндрическую форму и сварен из листовой стали. В нижней части корпус снабжен приваренным кольцом из листовой стали, нормальным к наружной поверхности воронки. Это кольцо, в свою очередь, укреплено вертикальными ребрами, дополнительно связывающими его с корпусом. Корпус залит в бетонную головку газогенератора. Верхнее сечение воронки перекрывается крышкой, которая своим буртом

входит в кольцевую канавку с асбестовым уплотнением. Крышка шарнирно соединена с корпусом загрузочной воронки и притягивается к ней простейшим зажимным устройством.

В верхней части корпуса загрузочной воронки вваривается небольшой патрубок, предназначенный для отвода из бункера газогенератора того водяного пара, который может там образоваться в процессе подсушки топлива. Этот паротводящий патрубок может быть соединен с дымовой трубой, служащей для розжига газогенератора. На соединительных трубопроводах целесообразно устанавливать регулирующий вентиль.

4. Золоудаление. Относительно небольшое количество золы, получающейся при сжигании дров, в сочетании с ограниченным расходом первичного топлива (не выше 0,5 т/час), является причиной того, что применено ручное золоудаление.

Для этой цели в фундаменте газогенератора располагается коническая воронка, ось которой совпадает с осью генератора. К нижнему основанию конуса воронки в фундаменте подведен наклонный канал, через который золу выгребают на пол специальными скребками.

Возможность утечки газа через золоудаляющие каналы исключена, так как и каналы и нижняя часть воронки заполняются водой. Таким образом создается водяной затвор, который одновременно играет роль гидравлического предохранительного устройства на случай повышения давления в генераторе.

### Скрубер

Принятые нами конструктивные формы мокрого очистителя направлены к тому, чтобы достаточно надежное охлаждение газа и отделение из него влаги сочетать с простотой выполнения и обслуживания.

Основные черты конструкции сводятся к следующим моментам:

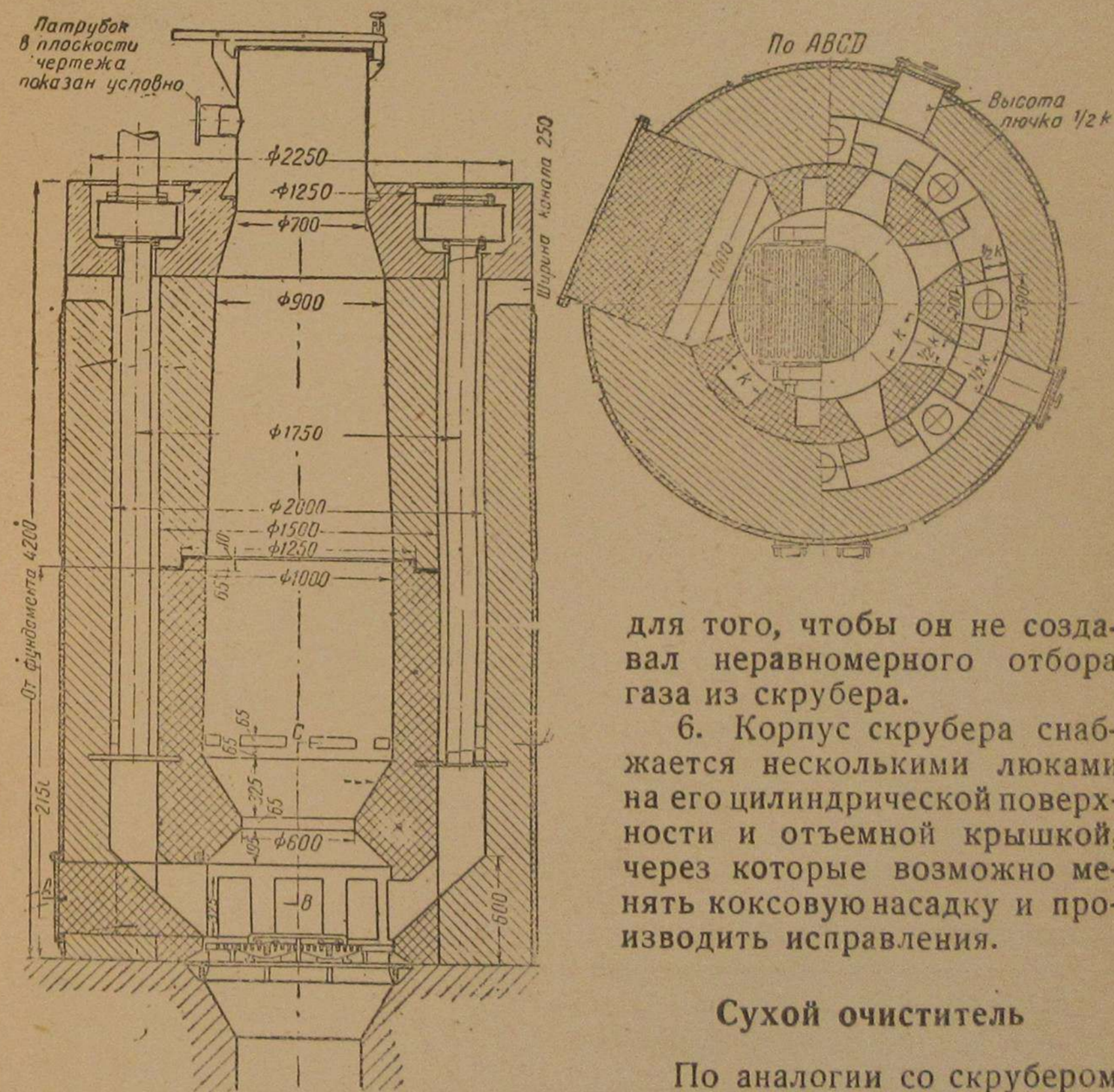
1. Корпус скрубера выполняется сварным металлическим, цилиндрической формы и состоит по высоте из двух частей, которые сбалчиваются между собой при помощи приварных фланцев из углового железа. При значительной высоте скрубера такая разборная конструкция значительно облегчит такелажные работы при монтаже установок.

2. Мокрая насадка скрубера из кокса покоится на металлической сварной решетке (которая, в свою очередь, опирается на кольцевой пояс из углового железа, приваренный к внутренней поверхности корпуса). Насадка оmyвается потоками воды, подаваемой через брызгала, количество которых и высота расположения выбираются в зависимости от размеров скрубера с таким расчетом, чтобы мокрая насадка с самого верхнего своего слоя охватывалась равномерно распределенными водяными струями.

3. Днище скрубера покрывается бетонной подушкой с наклонной верхней плоскостью, направляющей воду в сливную трубу.

4. В верхней части скрубера располагается слой сухой коксовой насадки (толщина которого составляет приблизительно 0,3÷0,6 толщины слоя мокрой насадки). Эта сухая насадка имеет целью отделять часть водяных частиц, уносимых газом во взвешенном состоянии, и, следовательно, облегчить условия работы сухого очистителя.

5. В целях равномерного распределения газового потока по всей мокрой насадке входной газовый патрубок загнут вниз — к днищу скрубера. Выходной газовый патрубок отогнут кверху



Фиг. 15

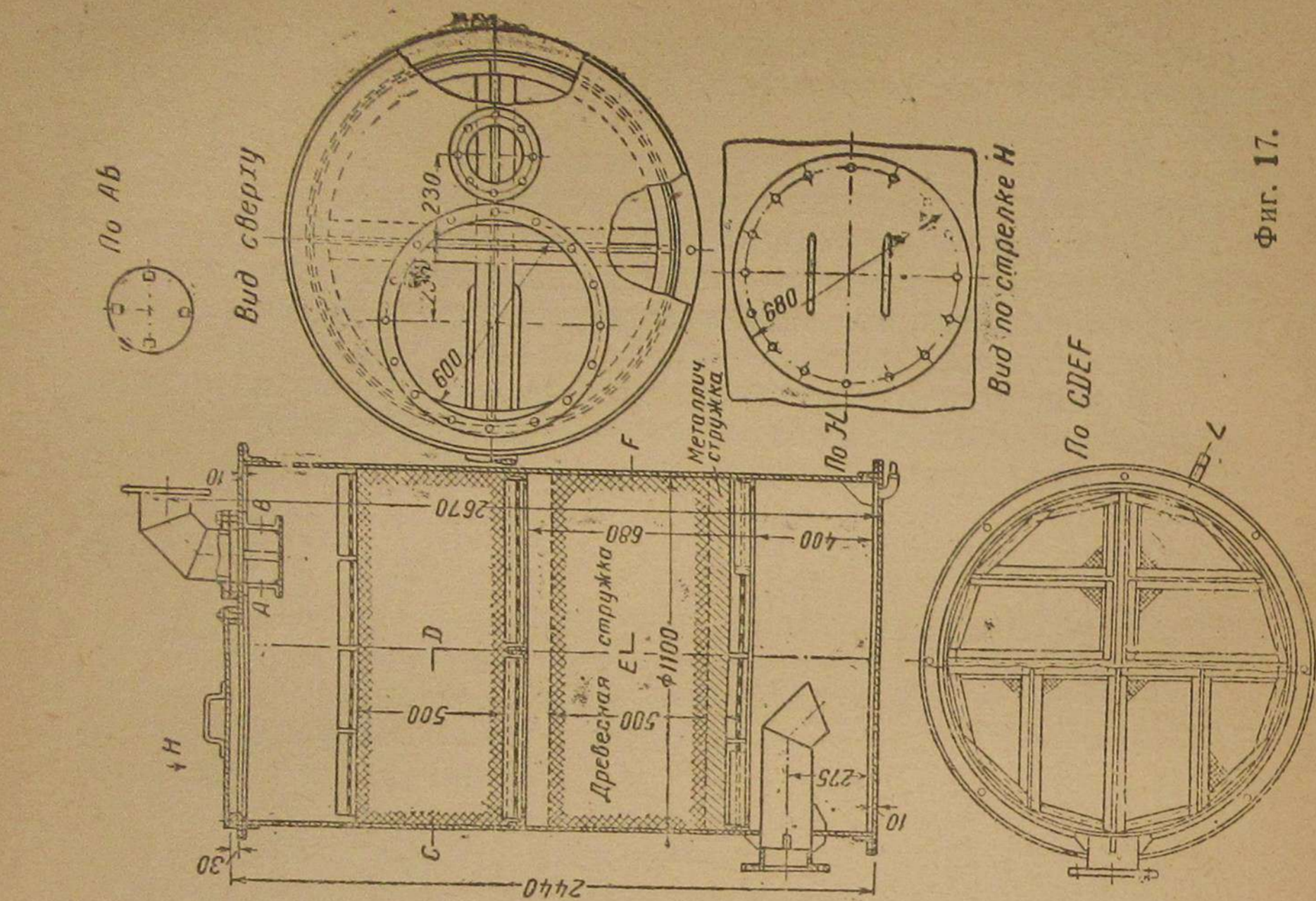
для того, чтобы он не создавал неравномерного отбора газа из скрубера.

6. Корпус скрубера снабжается несколькими люками на его цилиндрической поверхности и отъемной крышкой, через которые возможно менять коксовую насадку и производить исправления.

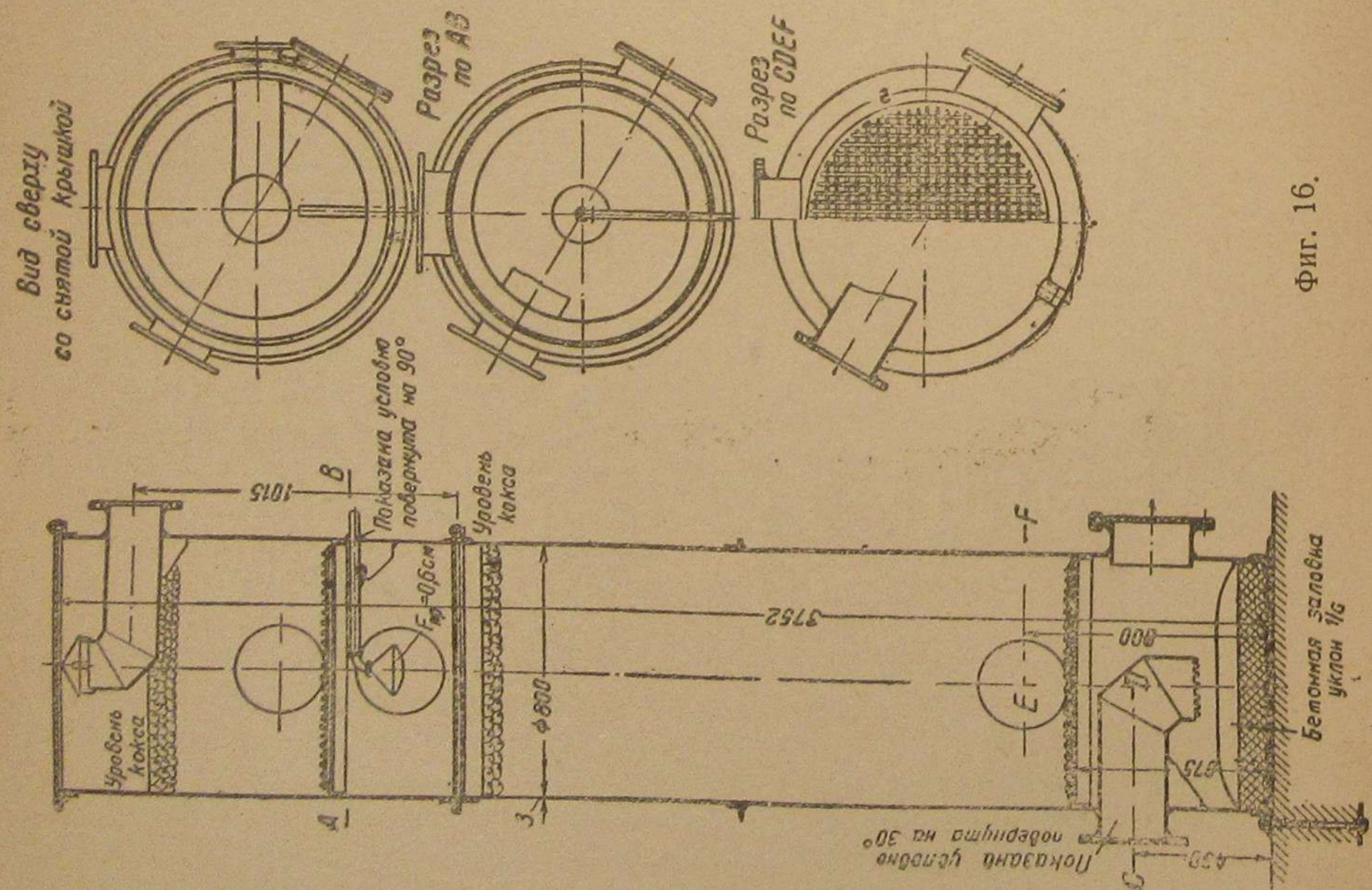
### Сухой очиститель

По аналогии со скруберам сухой очиститель также целесообразно выполнять в виде

сварного металлического цилиндра. Однако значительно меньшая его высота позволяет здесь обойтись без разъема корпуса. Два одинаковых слоя насадки из древесной шерсти (стружки) располагаются на решетках (деревянный каркас с проволочной



Фиг. 17.



Фиг. 16.

сеткой) и сверху прижимаются такими же решетками во избежание уноса части стружки газовым потоком.

Чтобы полностью обезопасить насадку из древесной стружки от обугливания при случайном попадании в сухой очиститель горячего газа (например при перебоях в подаче воды к скрубберу), в нижнем слое насадки под древесной стружкой располагается слой металлической стружки толщиной 150—200 мм.

Во всем прочем конструкция сухого очистителя может ничем не отличаться от конструкции скруббера.

На фиг. 15—17 показаны общие виды типового газогенератора и газоочистительных устройств для установок производительностью 500 нм<sup>3</sup>/час.

Д. Н. ВЫРУБОВ

## ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПЕРЕВОДА ДИЗЕЛЕЙ НА ГАЗ<sup>1</sup>

Перевод четырехтактных двигателей Дизеля для работы на генераторном газе возможен по двум методам:

- 1) путем переделки двигателя для работы по газовому процессу,
- 2) путем использования так называемого газожидкостного процесса.

Из сопоставления специфических особенностей процессов работы двигателей при том или другом методе перевода вытекают изменения, которые необходимо произвести в конструкции двигателя Дизеля при переводе его на работу на газе. При переводе на работу по газовому процессу:

1. Двигатель должен быть снабжен газоподводящим трубопроводом с запорными органами, допускающими отключение двигателя от источника газоснабжения.

2. Двигатель должен быть снабжен газосмесительными органами, в которых газ смешивается с воздухом в желательной пропорции. Эти органы должны допускать возможность автоматического ручного регулирования качества газо-воздушной смеси.

3. Двигатель должен быть снабжен системой постороннего зажигания.

4. Степень сжатия должна быть снижена в соответствии с условиями, налагаемыми на параметры конца сжатия.

Кроме того, должны быть внесены изменения в систему регулирования двигателя. Поскольку носителем энергии, вводимой в цилиндр двигателя в виде теплотворной способности топлива, является газо-воздушная смесь, регулирование мощности должно происходить путем воздействия регулятора двигателя на количество газа, поступающего в цилиндр двигателя на один цикл.

<sup>1</sup> При составлении статьи использованы материалы, любезно предоставленные проф. Г. Г. Калиш — Д. В.

При переводе на работу по газожидкостному процессу:

1. Двигатель должен быть снабжен газоподводящим трубопроводом с запорными органами, допускающими отключение двигателя от источника газо-снабжения.

2. Двигатель должен быть снабжен газосмесительными органами, в которых газ смешивается с воздухом в желательной пропорции. Эти органы должны допускать возможность ручного регулирования качества газо-воздушной смеси.

Кроме того, должны быть внесены изменения в систему регулирования двигателя. Поскольку жидкое топливо при работе по газожидкостному процессу выполняет лишь функции поджигания газо-воздушной смеси, а основным носителем энергии, вводимой в цилиндр двигателя в виде теплотворной способности топлива, является газо-воздушная смесь, регулирование мощности двигателя должно происходить в основном путем воздействия регулятора двигателя на количество газа, поступающего в цилиндр двигателя на один цикл.

Как видно из вышеизложенного, при переделке двигателя на работу на газе по обоим указанным методам некоторые мероприятия совпадают, и они могут рассматриваться совместно. К таким мероприятиям относятся снабжение двигателя газоподводящим трубопроводом и газосмесительными органами.

При выборе варианта выполнения того или иного узла, вновь устанавливаемого на двигателе, или изменений, вносимых в конструкции отдельных его элементов или органов, необходимо учитывать возможности и трудности осуществления запроектированных элементов или изменений в связи с конкретными условиями каждой данной установки. Наиболее совершенные новые агрегаты или изменения в конструкции часто требуют изготовления деталей механизмов или агрегатов с применением литья, высококачественной обработки по высоким классам точности, что в условиях эксплуатации часто бывает затруднительно. Поэтому общих рекомендаций, наиболее рациональных во всех случаях, дать нельзя. Каждое данное решение является компромиссом между требованиями наиболее рационального решения данной проблемы и производственными возможностями.

#### ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И МЕТОДЫ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПЕРЕВОДУ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ НА РАБОТУ НА ГАЗЕ

##### Газосмесительные органы

Одним из основных органов, которым должен быть дополнительно снабжен двигатель Дизеля при переводе его на работу на газе, является смесительное устройство. Для многоцилиндровых двигателей смесительное устройство может быть либо индивидуальным для каждого цилиндра, либо общим для всего двигателя. В практике строительства газовых двигателей встречаются и то и другое решения.

В автотракторных двигателях, как правило, применяется смеситель общий на весь двигатель. Применение такого смесительного органа имеет преимущества: а) простоту устройства как следствие наличия одного прибора для смешения газа с воздухом, б) упрощение схемы трубопроводов распределения газа по цилиндрам, в) упрощение устройства регулирующих органов, г) равномерность состава рабочей смеси по цилиндрам (определяющаяся действием только одного агрегата) и д) простоту ручной подрегулировки смесительных органов.

Этим преимуществам противостоят:

а) наличие большого объема горючей смеси, которая заполняет весь трубопровод от смесителя до всасывающих клапанов двигателя и может воспламениться при неправильно отрегулированном качестве смеси или неполадках в работе органов распределения двигателя; б) замедленность реагирования двигателя на воздействие регулятора из-за амортизационного влияния этого объема газа; в) необходимость установки смесителя различных размеров на двигатели той же марки (с теми же основными размерами цилиндра), но с различным числом цилиндров.

Индивидуальные смесители, устанавливаемые на каждый цилиндр отдельно, имеют то преимущество, что каждый смеситель можно устанавливать в непосредственной близости к всасывающему клапану каждого в отдельности цилиндра. Это сводит объем готовой горючей смеси, могущей воспламениться при указанных выше условиях, к практическому минимуму. Кроме того, в этом случае возможное при обратных вспышках нарушение смесеобразования вызывает меньшие и быстрее проходящие нарушения режима работы двигателя.

Возможность более тонкой индивидуальной подрегулировки качества смеси и коэффициента наполнения по цилиндрам, быстрое реагирование двигателя на воздействие регулятора, возможность установки тех же смесителей на двигателях одной марки с любым числом цилиндров (что снижает число типо-размеров смесителей) также является достоинством индивидуальных смесителей.

К недостаткам индивидуальных смесителей относятся более сложная система регулирования, поскольку регулятор должен воздействовать на мощность каждого цилиндра в отдельности, более сложная и трудоемкая работа по регулировке каждого смесителя в отдельности и большая суммарная стоимость смесительных и регулировочных устройств на весь двигатель.

Кафедра двигателей внутреннего сгорания МВТУ придает первенствующее значение сведению к минимуму возможности вспышек во всасывающем тракте двигателя и влияния их на работу двигателя. Поэтому в проектах переделки двигателей Дизеля на работу на генераторном газе при мощности цилиндра более 30 л. с. предусмотрена установка на каждом цилиндре индивидуальных смесителей.



Индивидуальные смесители могут быть выполнены либо в виде особых органов, предусмотренных в конструкции всасывающих клапанов, либо в виде особых приспособлений, расположенных в непосредственной близости от крышек цилиндров двигателя и соединенных возможно более коротким трубопроводом со всасывающим каналом крышки.

Первое из указанных решений наиболее последовательно реализует принцип максимального приближения места смешивания газа с воздухом к уплотняющему сечению всасывающего клапана и сведения объема подготовленной горючей смеси к минимуму. Однако конструктивная реализация этого принципа требует отдельного подвода воздуха и газа внутрь корпуса всасывающего клапана, что связано либо с изготовлением новой крышки со сдвоенными подводными каналами (сложной и ответственной отливки со сложной и точной механической обработкой), либо с изготовлением нового корпуса клапана с рядом деталей, что также требует литья и точной механической обработки. При этом второе решение, как правило, не дает возможности осуществить каналы с желательными проходными сечениями для подвода газа в корпусе клапана, вследствие чего повышаются скорости газа и понижается коэффициент наполнения. Поэтому кафедра двигателей внутреннего сгорания в своих проектах придерживалась принципа выполнения индивидуальных смесителей в виде отдельных приспособлений, размещаемых в непосредственной близости к всасывающему патрубку.

Принципиальным вопросом, требующим разрешения при проектировании индивидуального смесителя, является также отъединение полости обслуживаемого им цилиндра, заполненной готовой смесью, от газоподводящего трубопровода на время интервалов между последовательными процессами всасывания. Желательность такого отъединения определяется тем, что просасывание газа через всю газогенераторную установку и газоподводящий трубопровод связано с преодолением гидравлических сопротивлений системы. Поэтому в газоподводящей трубе у смесителя газ находится под некоторым разрежением, измеряющимся несколькими сотнями миллиметров водяного столба. Для возможности образования рабочей смеси на подводе воздуха при этих условиях в воздухоподводящем патрубке ставится дросселирующий орган, создающий сопротивление, обеспечивающее понижение давления на входе воздуха в смеситель.

Однако из-за малого объема воздушного патрубка подъем давления в нем происходит значительно быстрее, чем в газоподводящей трубе, тем более что разрежение в последней поддерживается процессами всасывания остальных цилиндров. Поэтому при отсутствии органов, разделяющих полость смешивания газа с воздухом в смесителе от газоподводящей трубы, неизбежно перетекание воздуха через смеситель в газоподводящую трубу и образование в ней горючей смеси. Это опасно

с точки зрения увеличения возможности вспышки смеси вне цилиндра двигателя и затрудняет получение оптимальной смеси в смесителях двигателя.

Просмотр литературных материалов показывает, что почти во всех индивидуальных смесителях стационарных двигателей внутреннего сгорания, питаемых газом, предусмотрен орган, отделяющий полость, заполненную смесью, от газоподводящей трубы. Лишь отдельные конструкции смесителей разработаны без таких органов. На возможность в определенных условиях работать без них указывает опыт лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ, при котором удаление особого клапана, выполняющего указанную роль на двигателе Дизеля фирмы Дейтц марки VM, не имело нежелательных последствий, дав повышение мощности машины за счет уменьшения сопротивления всасыванию.

Не считая вопрос о необходимости рассматриваемых органов окончательно решенным, лаборатория предусматривает их в своих проектах смесителей, выполняя их в виде пластинчатых плоских клапанов, расположенных на входе газа в смеситель и открывающихся по направлению потока газа. Окончательное разрешение этого вопроса возможно на основе опыта с двигателями после реализации проектов. При этом конструкция смесителей предусматривает возможность удаления обратных клапанов из смесителей для проведения соответствующих опытов и обычной эксплуатационной работы, в случае если результаты не подтвердят целесообразность их применения.

В связи с принятием принципиального положения о необходимости установки обратных клапанов, отъединяющих газовую полость от полости горючей смеси, в проектах, выполненных кафедрой двигателей внутреннего сгорания, газовые смесители конструктивно оформлены в виде коробок обратных клапанов. Эта конструкция смесителей вследствие подвода газа с относительно высокими скоростями в виде отдельных струй через ряд каналов обеспечивает хорошее смешение его с воздухом. Кроме того, при такой конструкции уменьшается объем смеси, которая может воспламениться при обратной вспышке.

### Органы регулирования мощности двигателя

В двигателе Дизеля мощность регулируется путем воздействия центробежного регулятора на подачу топливного насоса, чем создается балансирование количества энергии, выделяющейся при сгорании топлива в цилиндре двигателя, и энергии, потребной на отдачу в виде полезной работы и на преодоление внутренних сопротивлений.

При переделке двигателя для работы на газе регулятор должен воздействовать на поступление газа в двигатель. В зависимости от того, осуществляется ли работа на газе по газожидкостному или чисто газовому процессу, систему регулирования необходимо выполнять различно.

а) Случай перевода двигателя Дизеля на работу на одном газе

В случае переделки двигателя Дизеля в чисто газовый двигатель регулирование мощности может быть: а) количественным, б) качественным, в) смешанным.

Количественное регулирование характеризуется тем, что изменение количества энергии, вводимой в цилиндр двигателя на цикл, достигается в основном изменением количества смеси, без особого воздействия на ее состав. В этом случае регулятор должен воздействовать на дроссельный орган, включенный между смесителем и цилиндром двигателя.

Основным недостатком данного метода регулирования является увеличение разрежения в цилиндре двигателя в процессе всасывания с уменьшением нагрузки и, следовательно, возрастание гидравлических потерь.

Нежелательным свойством этого метода регулирования является также появление при малых нагрузках стуков в кривошипно-шатунном механизме.

При качественном регулировании регулятор воздействует на состав смеси, уменьшая долю газа в смеси по мере падения нагрузки. В большинстве случаев это осуществляется прикрытием дроссельного органа на подводе газа, в то время как сечение воздухоподводящего канала остается неизменным.

Недостатком данного метода регулирования является переобеднение рабочей смеси при малых нагрузках, что обуславливает уменьшение скорости ее горения, увеличение догорания на линии расширения, обратные вспышки в газовом смесителе и, наконец, пропуски воспламенения.

Смешанное регулирование характеризуется воздействием на количество и на качество смеси, причем обычно в области высоких нагрузок регулирование производится путем изменения качества смеси с переходом к количественному регулированию в области малых нагрузок.

Такая наиболее совершенная система регулирования полностью автоматизирована в двигателях, специально строящихся для работы на газе. При переводе же на газ двигателей Дизеля, находящихся в эксплуатации, обычно с целью упрощения конструкции принимается система количественного регулирования с приводом дросселя смеси от регулятора и с дополнительным обеспечением возможности качественной подрегулировки путем перекрытия вручную дросселей, устанавливаемых в каналах или патрубках, через которые всасываются газ и воздух.

б) Случай перевода двигателя Дизеля на работу по газожидкостному процессу

В этом случае недостатки качественного регулирования переобеднения смеси при малых нагрузках не могут сказаться столь сильно, как в первом, поскольку подача запального жидкого топлива обеспечивает необходимое для поджигания повыше-

ние температуры и достаточно быстрое сгорание свежей смеси. С другой стороны, количественное регулирование обуславливает снижение давлений сжатия с уменьшением нагрузки, а следовательно, и ухудшение условий самовоспламенения запального жидкого горючего в результате уменьшения концентрации кислорода в свежем заряде.

Поэтому в случае перевода двигателя на газ по газожидкостному процессу следует применять качественное регулирование, предусмотрев, однако, возможность ручного дросселирования всасываемого воздуха. Такое ручное дросселирование имеет целью создание в воздушном тракте определенного сопротивления, обеспечивающего оптимальное соотношение всасываемых количеств газа и воздуха, а также регулирование количества свежего заряда по отдельным цилиндрам многоцилиндрового двигателя. Наконец, это дает возможность некоторого обогащения смеси при малых нагрузках, для чего предусматривается или особый общий дроссель на подводе воздуха к воздушному коллектору, или же рычаги дроссельных заслонок индивидуальных воздушных патрубков связываются между собой тягой с общим ручным приводом.

Отдельно следует остановиться на вопросе конструктивного оформления дроссельных органов. Простейшим типом является так называемая дроссельная заслонка, представляющая пластину, которая по форме соответствует сечению канала, где она устанавливается на оси так, чтобы в зависимости от угла поворота последней открывалось большее или меньшее проходное сечение канала. Обладая неоспоримым преимуществом — простотой, заслонка такого типа имеет и весьма существенный недостаток, заключающийся в том, что сопротивление протеканию газа не прямо пропорционально углу ее поворота, причем относительное изменение сопротивлений при одном и том же угле поворота различно при разных степенях открытия заслонки.

Таким образом при воздействии регулятора на дроссельную заслонку при большом ее открытии (полная нагрузка) для получения определенного регулирующего эффекта необходимы большие углы поворота заслонки, чем при малом ее открытии. В то же время конструкция органов регулирования топливоподачи в дизелях обычно такова, что количество подаваемого в цилиндр топлива пропорционально положению муфты регулятора. В результате при переводе на газ возрастает степень неравномерности двигателя. Для устранения этого имеются более сложные конструкции дроссельных органов, обеспечивающие изменение создаваемых ими сопротивлений пропорционально углу поворота, т. е. перемещению муфты регулятора. Однако получение таких характеристик достигается ценой существенного усложнения конструкции и уменьшения надежности работы вследствие возможности засмоления дроссельных устройств.

Поэтому в своих проектах кафедра двигателей внутреннего сгорания впредь до разработки и экспериментальной проверки

действительно рациональных конструкций дроссельных органов применяет обычные дроссельные заслонки, простота которых обеспечивает их большую надежность.

### Механизмы связи регулятора с дроссельными органами

В случае перевода двигателя Дизеля на чисто газовый процесс изменения в системе регулирования сводятся к отключению регулятора от отсечного валика топливных насосов, которые вообще удаляются, и к передаче движения муфты регулятора валику, воздействующему через соответствующие рычаги и тяги на дроссельные заслонки. При этом, однако, необходимо предусмотреть ограничители поворота дроссельных заслонок, для того чтобы при положении полного закрытия заслонки не упирались в стенки перекрываемых каналов и чтобы, следовательно, уменьшалась возможность засмоления и заедания заслонок, а сами заслонки разгружались бы от передачи усилий. Такое ограничение выполняется: а) путем установки упоров на валике или рычагах, причем приходится также предусмотреть возможность дальнейшего перемещения муфты регулятора введением подвижного звена (пружинной или кулачной муфты, или кулисы) в кинематической схеме от регулятора до упора или б) путем установки упора непосредственно на рычаге регулятора.

В случае перевода на газожидкостный процесс схема передачи от регулятора к регулирующим органам несколько усложняется. Во-первых, должны быть обеспечены пуск и возможность работы на жидком топливе. Во-вторых, работа протекает с воздействием регулятора на количество поступающего в двигатель газа, причем подача запального топлива остается постоянной, и должна иметься возможность ручного ее регулирования. В-третьих, в случае чрезмерного повышения числа оборотов двигателя регулятор должен автоматически выключить и газ и жидкое топливо. Вместе с тем должна быть обеспечена возможность быстрого выключения подачи газа во избежание разноса двигателя при возникновении самовоспламенения смеси в цилиндрах.

Таким образом необходимо, в дополнение к обычным газовым задвижкам или взамен их, ставить быстродействующие запорные органы, отъединяющие газовый коллектор двигателя от источника питания газом. Простейшим конструктивным решением и в этом случае является установка дроссельной заслонки с ручным приводом, выведенным по возможности к посту управления.

Перечисленные выше требования к передаче от регулятора к регулирующим органам в случае перехода на газожидкостный процесс определяют следующую кинематическую схему:

1. Газовые дроссели постоянно находятся под воздействием регулятора<sup>1</sup>, причем, однако, в схеме передачи предусматри-

<sup>1</sup> При пуске двигателя и работе на жидком топливе доступ газа перекрыт главной газовой задвижкой.

вается упругое звено (кулиса, кулачная или пружинная муфта), обеспечивающее возможность поворота дросселей до упора, установленного соответственно полному закрытию их, без посадки на стенки перекрываемого канала, и возможность дальнейшего перемещения муфты регулятора.

2. Связь регулятора с отсечным валиком топливных насосов также осуществляется через подобное упругое звено, позволяющее ограничивать вручную максимальное количество подаваемого запального жидкого топлива, но не препятствующее воздействию регулятора на отсечку в сторону уменьшения дозы и полного выключения запального топлива в случае чрезмерного повышения числа оборотов двигателя. Конструктивное оформление ручного ограничителя должно допускать, во-первых, прецизионную регулировку дозы запального топлива и, во-вторых, возможность быстрого перехода к нормальному воздействию регулятора на отсечку для работы на жидком топливе.

Конструктивное оформление упомянутых упругих звеньев должно быть таким, чтобы в процессе регулирования в системе по возможности не возникали дополнительные усилия на муфту регулятора. Равным образом следует избегать наличия перекашивающего действия, которое может вызвать заедание отдельных элементов системы. Выбор типа упругого звена — муфты или кулисы — зависит от конструктивных особенностей двигателя.

Учитывая производственные возможности предприятий, производящих свои двигатели на газ, в проектах, выполненных кафедрой двигателей внутреннего сгорания, предусматривались простейшие конструктивные формы всех вновь изготавливаемых элементов. Для компенсации возможных неточностей изготовления деталей обеспечивались по возможности широкие пределы регулирования длины тяг и положения рычагов системы. Поэтому в качестве основного конструктивного решения всюду принималась посадка рычагов на оси при помощи клеммового соединения, допускающего возможность закрепления в любом положении.

### Электрооборудование

Во всех проектах перевода двигателей на чисто газовый процесс принята схема батарейного зажигания, как обеспечивающая более надежное воспламенение смеси в условиях пуска двигателя.

Для двигателей с цилиндровой мощностью от 100 л. с. и более устанавливаются две свечи на каждый цилиндр, причем каждая из них питается от отдельной системы зажигания. Для установки одной свечи в крышке цилиндра используется гнездо форсунки, удаляемой при переводе на газ. Место установки второй свечи зависит от конструкции крышки; в большинстве случаев свечу удобнее располагать в гнезде декомпрессионного клапана, который может быть удален при переводе на газ.

Выбор места установки распределителя зависит от конструктивных особенностей двигателя. Привод электрогенератора для зарядки батареи может осуществляться через ременную передачу с любого удобного участка вала двигателя. Приборы зажигания во всех проектах приняты стандартные, применяемые для автодвигателей ЗИС или ГАЗ. У поста управления для остановки двигателя устанавливается выключатель зажигания. Если пост управления располагается на верхней площадке двигателя, то должен быть установлен второй выключатель зажигания, доступный с уровня пола машинного помещения.

В связи с некоторым повышением напряжения зажигания сравнительно с работой на автодвигателе при одновременно стесненном расположении свечей в гнездах крышки должна быть обеспечена тщательная изоляция проводов высокого напряжения и их подводов к свечам во избежание перекрытия на массу.

### Предохранительные устройства

В связи с установкой обратных газовых клапанов и наличием водяного затвора непосредственно перед главной газовой задвижкой, предусматриваемого во всех проектах кафедры, надобность в особых предохранительных клапанах или разрывных пластинах на газовых коллекторах отпадает. Поэтому исключаются трудности осуществления такой конструкции больших клапанов, которая, с одной стороны, обеспечивала бы достаточную плотность, а с другой — легкую подвижность, отсутствие заеданий и перекосов.

Вместе с тем некоторое неизбежное повышение давления сгорания и возможность случайных резких вспышек при переводе на газожидкостный процесс компрессорных дизелей обуславливает необходимость принятия мер, предупреждающих взрывы форсунок, которые могут произойти при проникании горячих газов из цилиндра в полость форсунки. С этой целью в проектах перевода на газожидкостный процесс компрессорных дизелей предусматривается установка форсуночных предохранителей, заключающих в себе разрывные пластины и проволочные сетки; последние препятствуют пламени распространяться по воздухопроводу высокого давления. Установка разрывных пластин имеет преимущество перед предохранительными клапанами более надежное обеспечение плотности при нормальной работе; кроме того, пластины не подвержены прихвату и заеданию.

### Расчетные показатели

При проектировании устройств для перевода двигателей на газ подлежат расчету в основном только проходные сечения газопроводов и смесительных органов. Размеры остальных де-

талей в большинстве случаев определяются из конструктивных соображений.

В проектах кафедры приняты следующие расчетные скорости в различных элементах системы:

а) в газопроводе . . . . .	до 5 м/сек	} По среднему расходу по времени
б) в газовом и воздушном коллекторах . . . . .	до 8 м/сек	
в) в газовых, воздушных и всасывающих патрубках . . . . .	до 15 м/сек	} По среднему расходу за ход всасывания
г) в проходных сечениях обратных клапанов . . . . .	до 35 м/сек	

При проектировании газопроводов, коллекторов и т. п. расчетный размер сечения округляется до ближайшего большего стандартного значения по соответствующему сортаменту труб.

### Примеры конструкций устройств для перевода двигателей на газ

В качестве примеров конструктивного оформления изложенных выше принципов ниже приводятся некоторые узловые чертежи из проектов переоборудования четырехтактных дизелей для работы на газе, выполненных под руководством проф. Г. Г. Калиш сотрудниками кафедры двигателей внутреннего сгорания МВТУ.

#### а) Двигатель серии 99

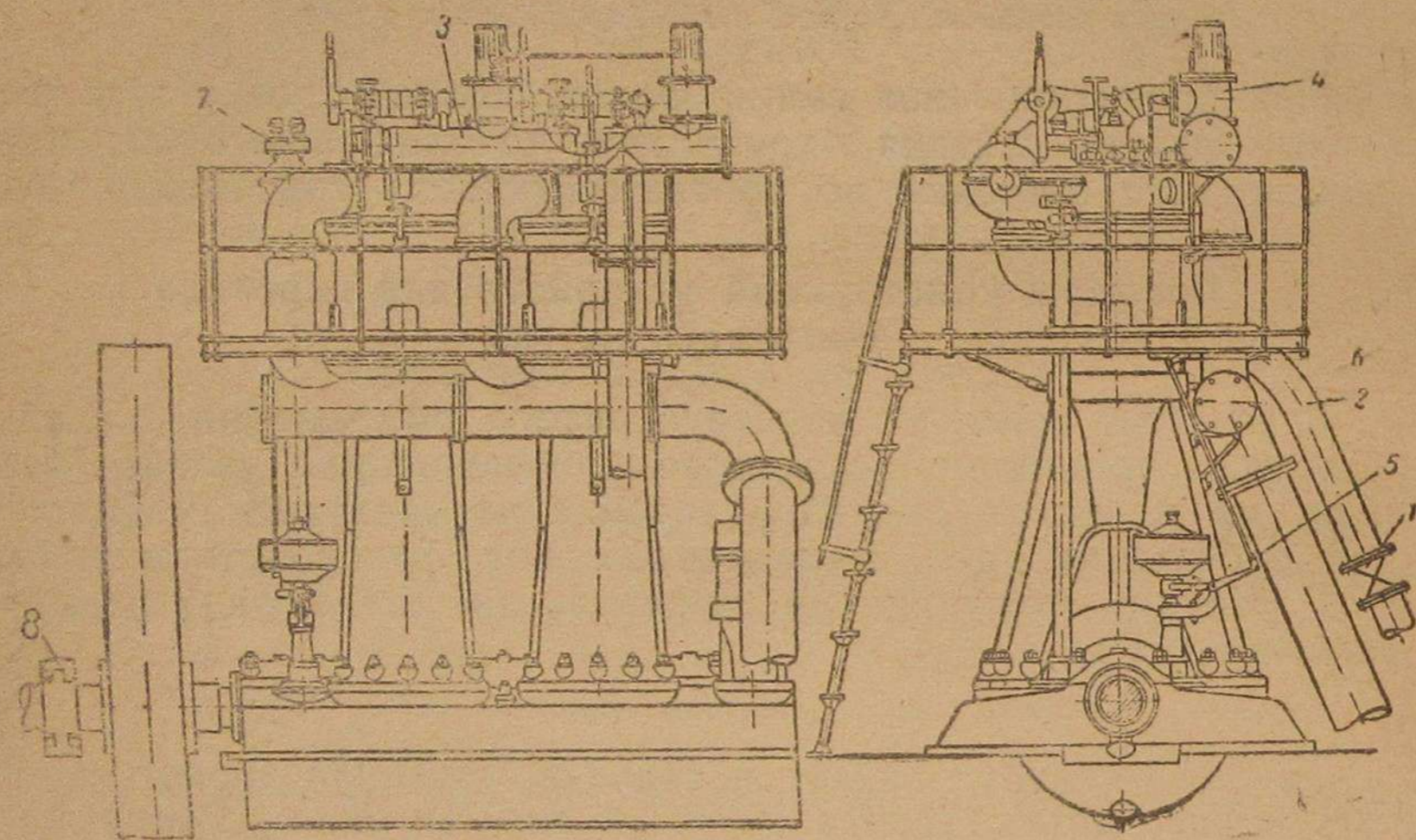
Проект предусматривает переделки двухцилиндрового компрессорного дизеля завода „Русский дизель“ типа „Серия 99“ мощностью 200 л. с. при 187 об/мин, необходимые для перевода двигателя на генераторный газ с электрическим зажиганием. Диаметр цилиндра двигателя — 430 мм; ход поршня — 640 мм.

На фиг. 1 показан общий вид двигателя, переделанного для работы на газе. Генераторный газ через быстро действующую газовую задвижку 1 по трубе 2 поступает в горизонтальный газовый коллектор 3 и далее по двум патрубкам — к индивидуальным газовым смесителям 4.

Регулирование двигателя — количественное, при помощи дроссельных заслонок, установленных в патрубках, подводящих горючую смесь от смесителей к крышкам цилиндров. Для автоматического регулирования использован существующий регулятор, движение муфты которого через систему рычагов и тяг 5 передается промежуточному газовому валику 6, укрепленному под площадкой двигателя. Поворот этого валика через системы рычагов и тяг в свою очередь воздействует на дроссельные заслонки горючей смеси. Ручная подрегулировка распределения нагрузки по цилиндрам производится путем изменения длины соответствующих тяг и поворота рычагов на осях.

Устройство смесителей показано на фиг. 2. Корпус смесителя 1 представляет собой тройник, в который газ подводится снизу, а воздух сверху, через щелевой фильтр 2; смесь отводится сбоку.

Обратные клапаны, предупреждающие подсос воздуха в газовый коллектор, выполнены в виде кольцевых пластин 3, прижатых спиральными пружинами 4 и перекрывающих отверстия каналов, просверленных в корпусах клапанов 5. Регулирование качества смеси осуществляется воздушными дросселями 6, причем, кроме индивидуальной регулировки смеси по цилиндрам, возможно также одновременное изменение состава смеси в обоих цилиндрах при помощи рукоятки 7 и тяги, связывающей рычаги обеих воздушных заслонок.



Фиг. 1.

Снижение степени сжатия (до 8) предусмотрено путем замены головок поршней.

Зажигание запроектировано батарейное, причем ввиду большого диаметра цилиндра предусматривается установка двух свечей на каждый цилиндр; каждая свеча получает ток от самостоятельной системы (бобины и прерывателя). Обе распределительные колонки 7 (фиг. 1) приводятся во вращение от верхнего конца вертикального распределительного вала. Свечи зажигания монтируются: одна в гнезде форсунки, другая в гнезде удаляемого декомпрессионно-предохранительного клапана.

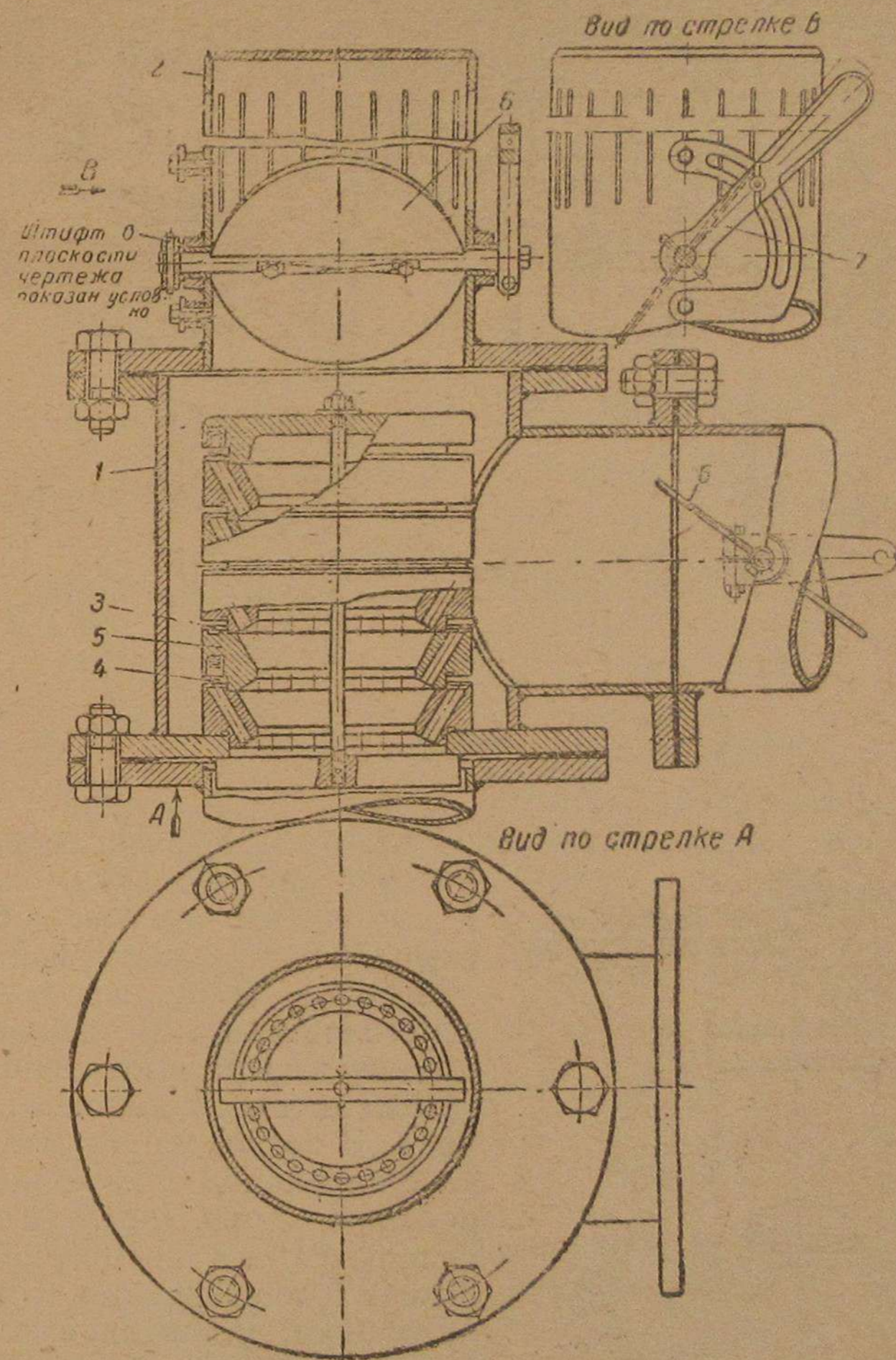
Динамомашинка для зарядки аккумуляторной батареи устанавливается у маховика и приводится в действие ремнем со шкива 8 (фиг. 1).

#### б) Двигатель 4-БК-38

Проект для бескомпрессорного дизеля 4-БК-38 завода „Двигатель революции“ предусматривает перевод как на чисто газовый, так и на газожидкостный процессы. Двигатель четырех-

цилиндровый; диаметр цилиндра — 260 мм; ход поршня — 380 мм; нормальная мощность — 140 л. с. при 300 об/мин. Общий вид двигателя при переоборудовании по газовому варианту показан на фиг. 3 и 3а.

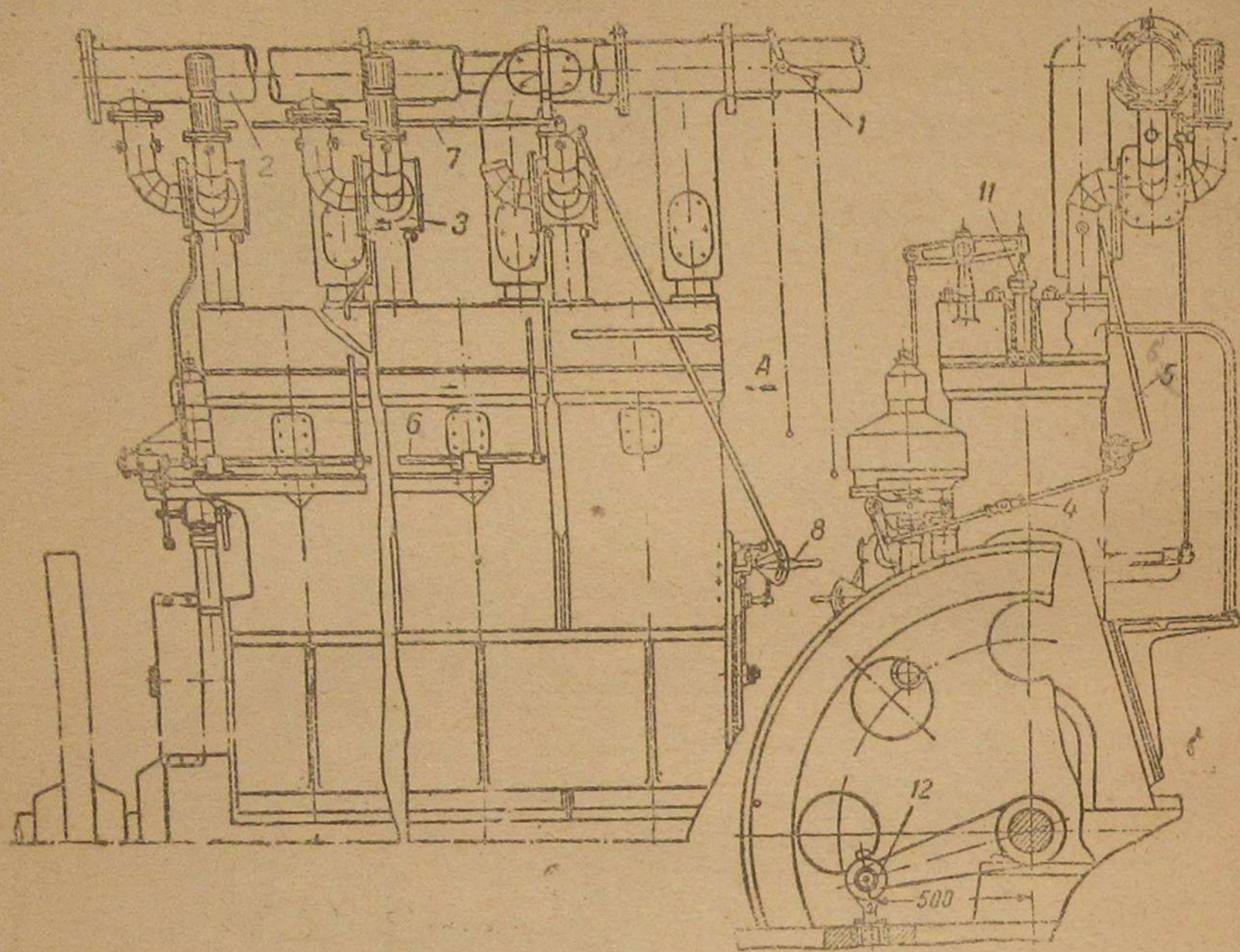
Газ подводится по верхнему газопроводу через быстро действующую перекидную заслонку 1, поступает в газовый коллектор



Фиг. 2.

2 и далее — по отдельным патрубкам — к индивидуальным смесителям 3. Регулирование — также количественное — осуществляется воздействием регулятора через систему рычагов, тяг и промежуточный газовый валик 4, 5 и 6 на дроссельные заслонки горючей смеси. Воздушные заслонки смесителей связаны тягой

7 и могут регулироваться рукояткой 8, установленной у поста управления.

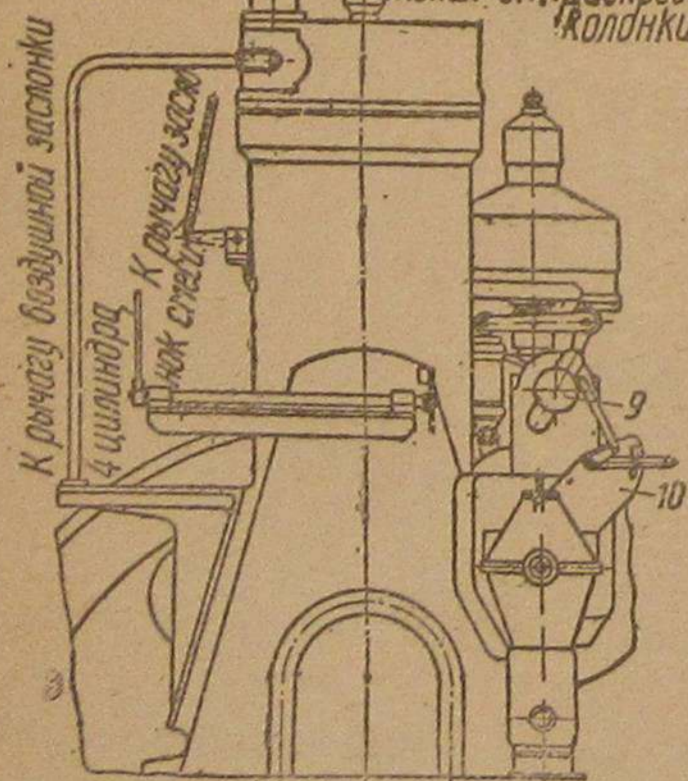


Фиг. 3.

Газовый смеситель показан на фиг. 4. В отличие от конструкции фиг. 2 газ подводится сбоку, а горючая смесь отводится снизу.

Вид по стрелке А

Провод высокого напряжения от распределит. колонки.



Фиг. 3а.

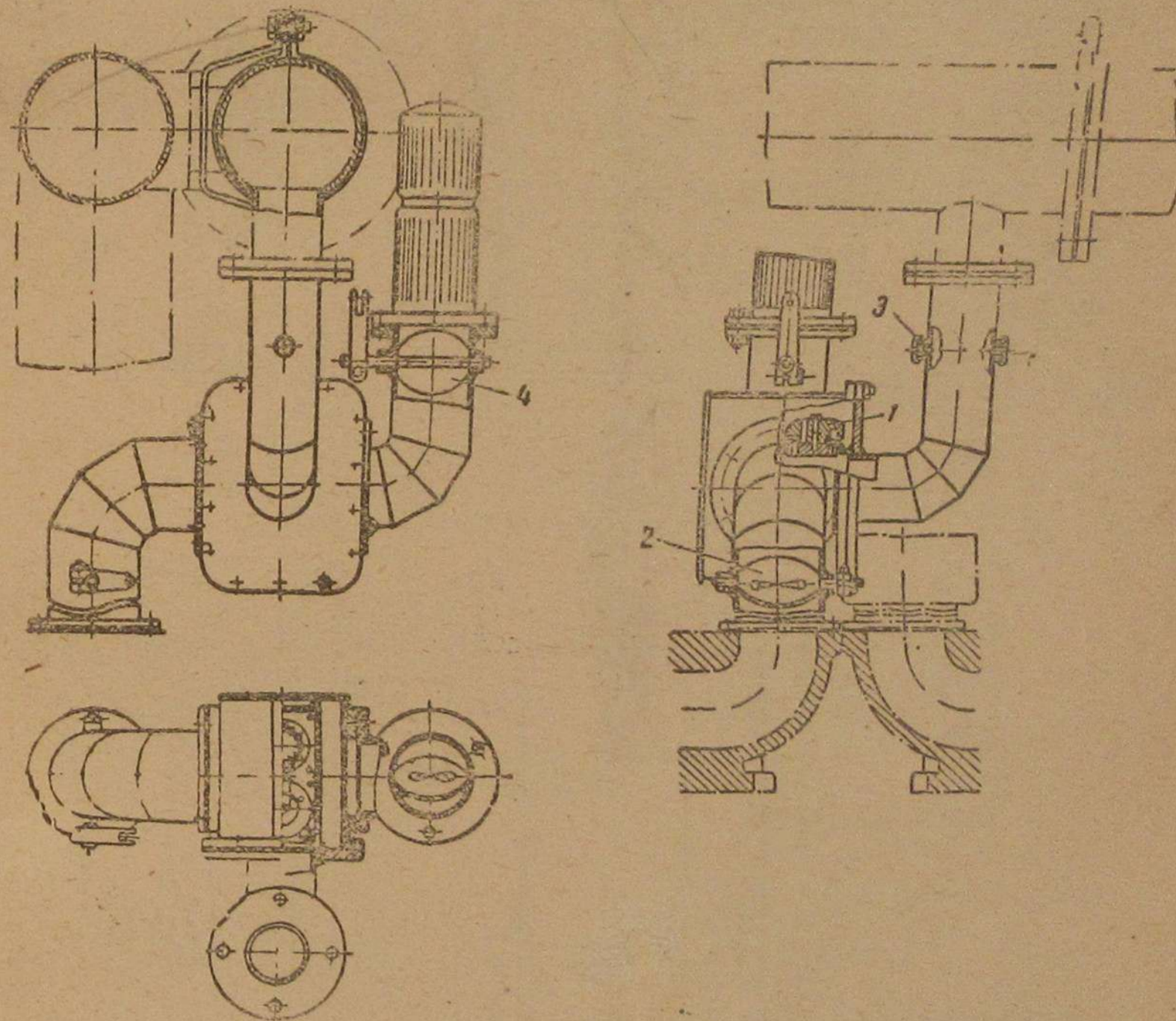
Система зажигания — батарейная. Распределительная колонка 9 (фиг. 3а) с рычагом для регулирования предварения зажига-

ния 1 выполнены по типу обычных самодельных клапанов компрессоров. Этот же смеситель с незначительными изменениями применен и в рассмотренном ниже газожидкостном варианте перевода. В последнем случае, в связи с переходом к качественному регулированию, дроссели смеси 2 удаляются, а в специальные бо-бышки 3, приваренные к газовым патрубкам, устанавливаются газовые дроссели, на которые и воздействует регулятор.

Снижение степени сжатия в газовом варианте перевода осуществляется путем замены поршней.

ния 10 размещена на торце двигателя. Привод распределителя — от распределительного вала двигателя через цепную передачу. Свеча зажигания 11 (фиг. 3) — одна на каждый цилиндр — устанавливается в гнезде форсунки. Динамомашинка для зарядки батареи 12 приводится в действие ремнем от вала двигателя.

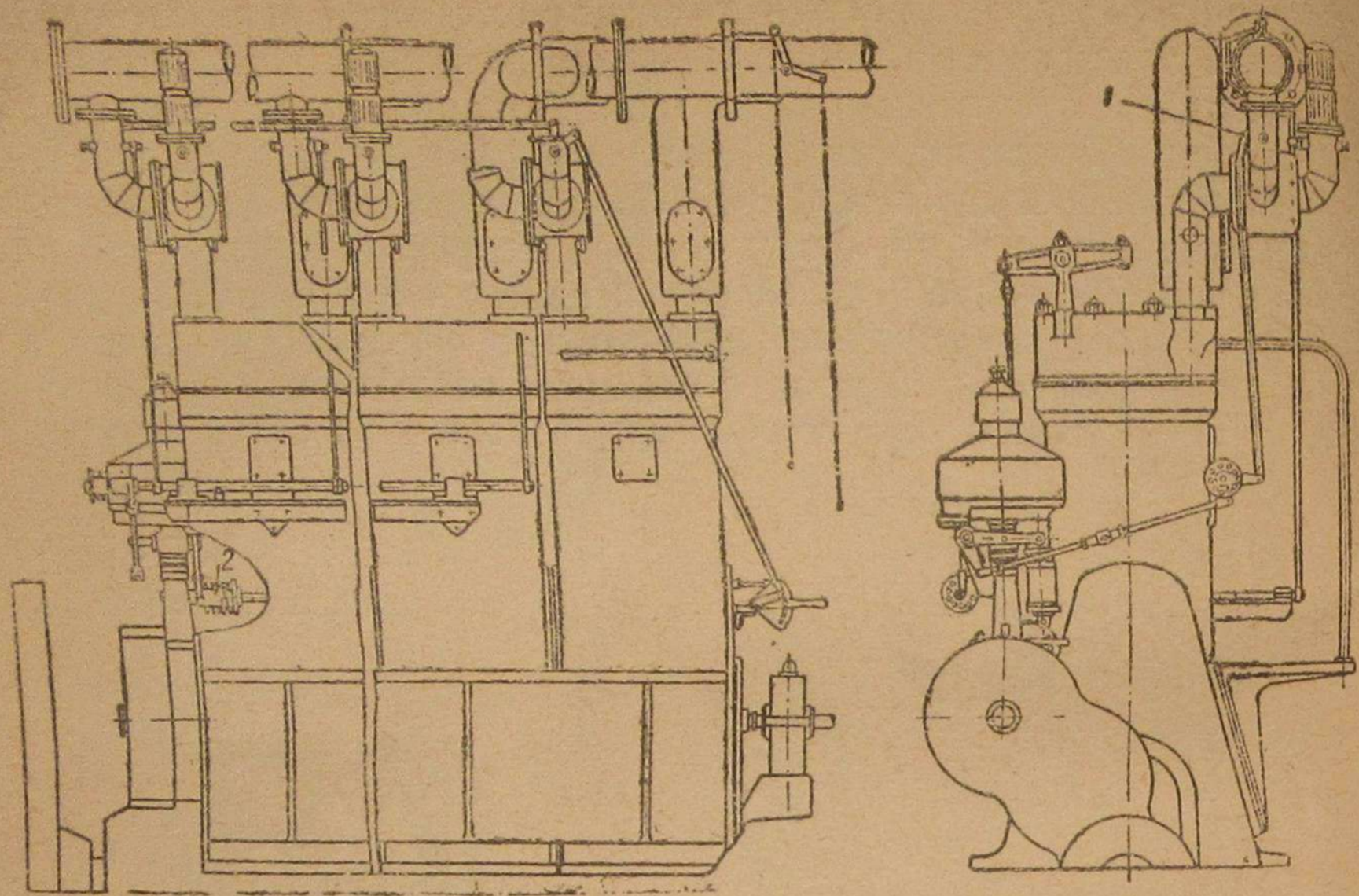
Общий вид двигателя 4-БК-38 при переделке для работы по газожидкостному варианту показан на фиг. 5. Кроме описанных выше особенностей смесителя и изменений в системе рычагов, передающих воздействие регулятора не на дроссели смеси, а на газовые дроссели 1, следует отметить связь между регулятором и отсечным валиком топливных насосов. Эта связь выполнена



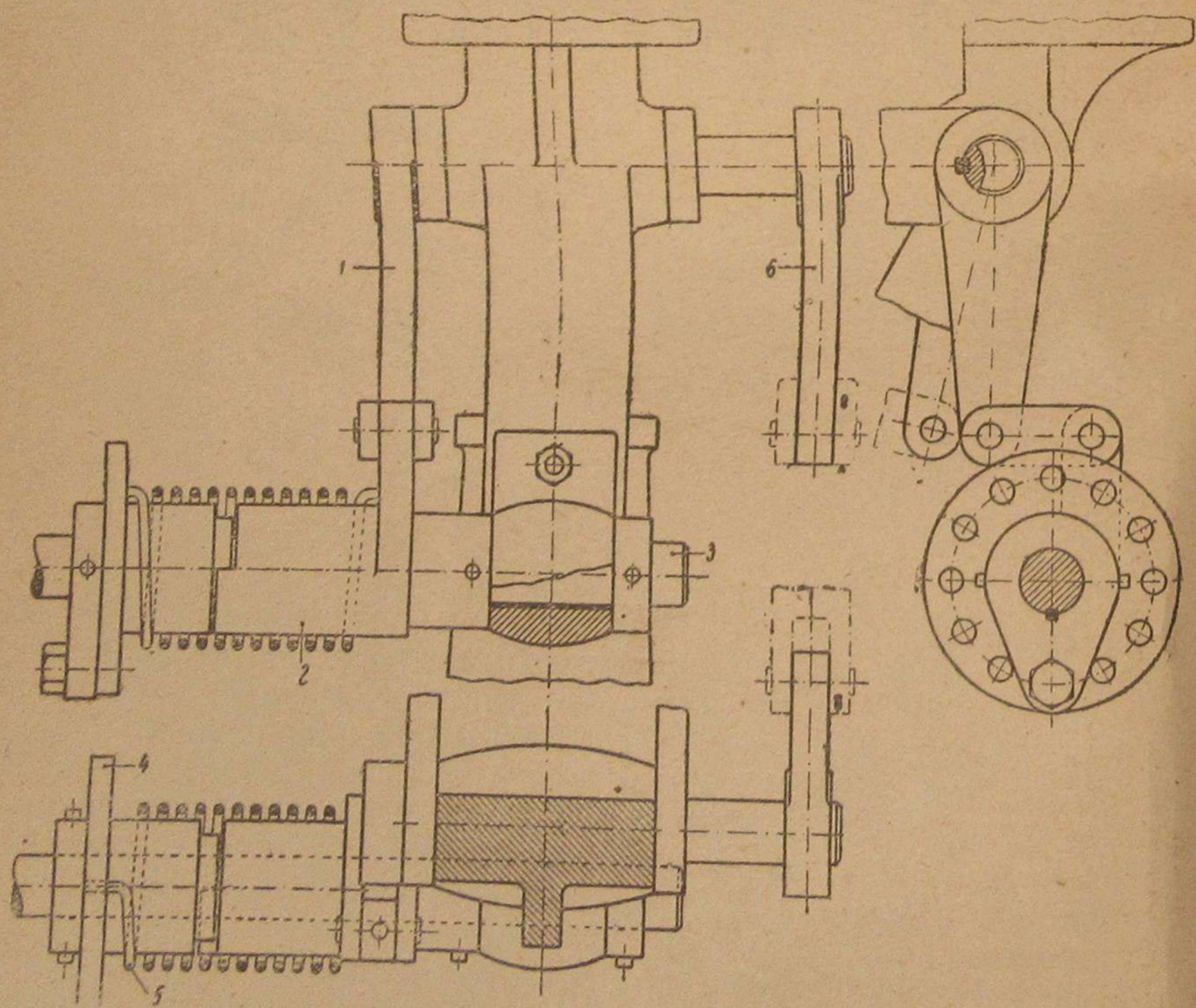
Фиг. 4.

в виде кулачковой муфты 2, изображенной в большом масштабе на фиг. 6. В отличие от нормальной конструкции, когда рычаг регулятора 1 (фиг. 6) шарнирно связан с рычагом отсечного валика, в данном случае рычаг регулятора поворачивает половину кулачковой муфты 2, свободно вращающуюся на отсечном валике 3. Вторая половина кулачковой муфты 4 наглухо закреплена на валике. Связь между половинами муфты осуществлена спиральной пружиной 5, стремящейся свести кулачки муфты до соприкосновения.

При установке вручную отсечного валика на определенную дозу запального топлива при помощи специального рычага,



Фиг. 5.



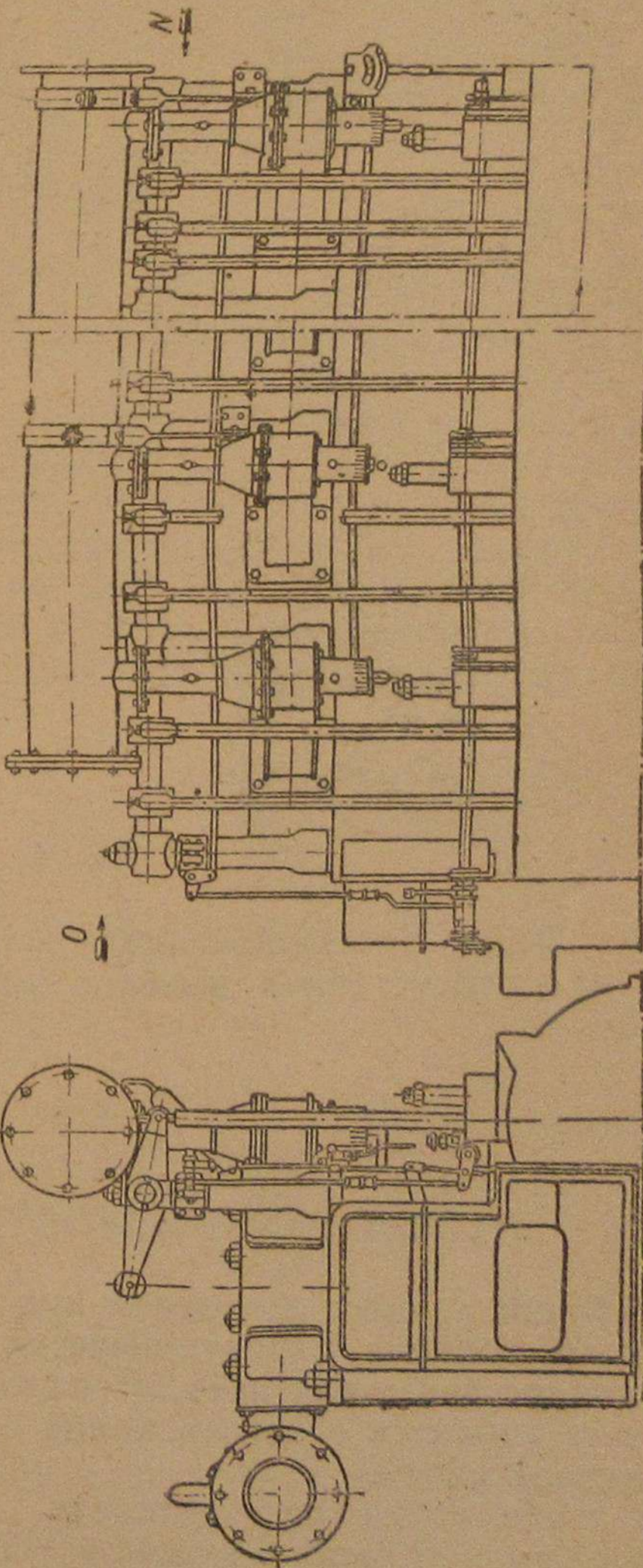
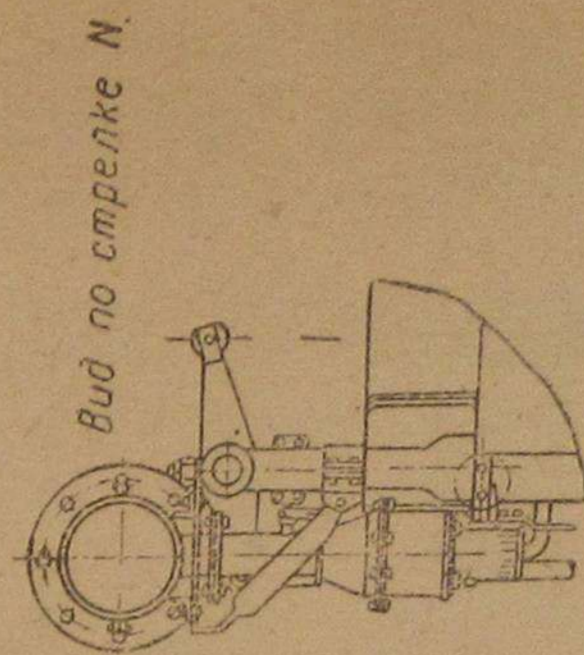
Фиг. 6.

расположенного у поста управления, кулачковая муфта разводится и регулятор воздействует через рычаг 6 только на подачу газа в двигатель. В случае же чрезмерного повышения числа оборотов и соответственно поворота половины кулачковой муфты 2 до соприкосновения кулачков регулятор начинает также воздействовать и на подачу жидкого топлива до полного выключения последнего.

в) Двигатель 6-БК-43

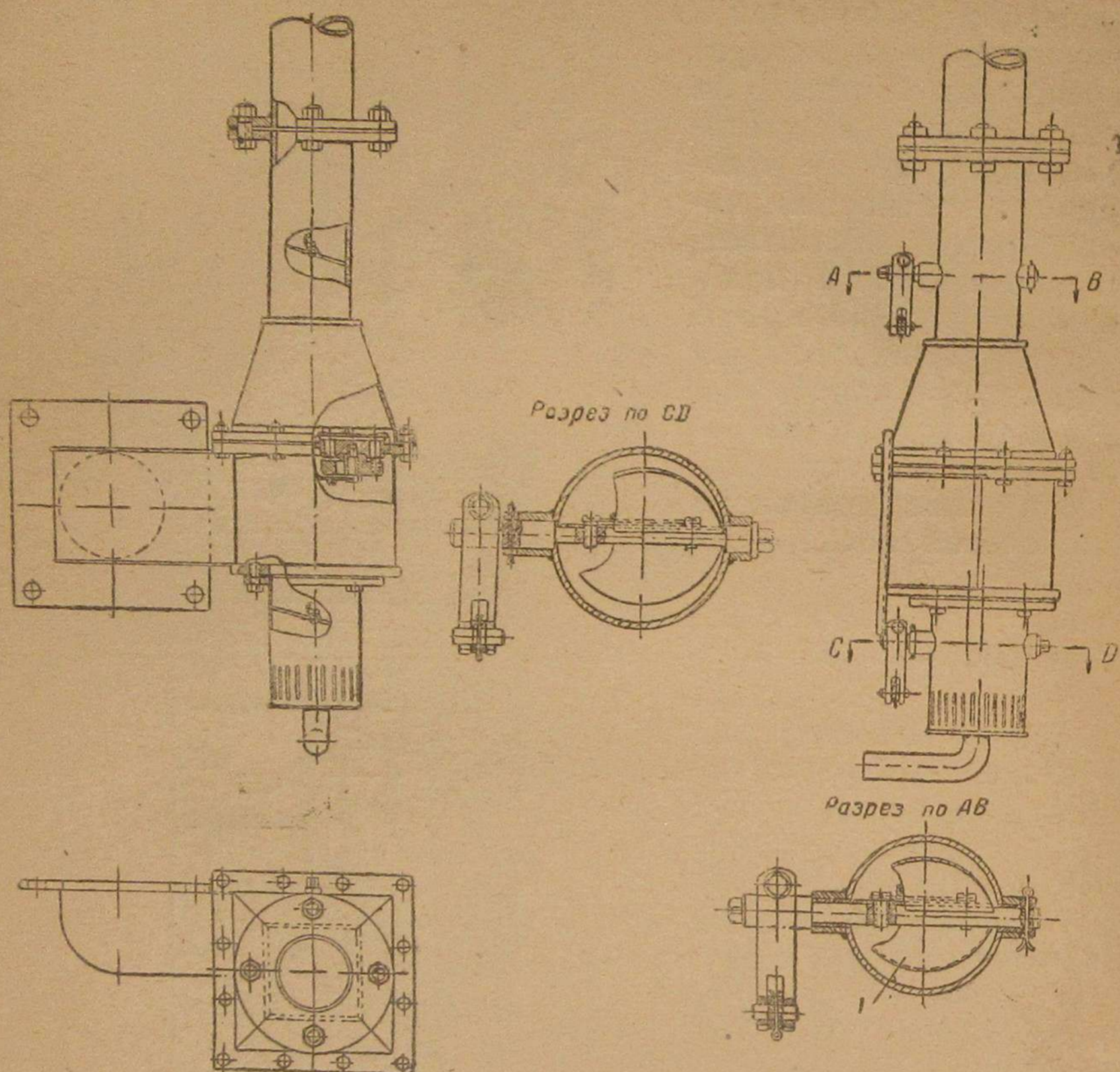
Данный проект относится к бескомпрессорному дизелю завода „Красное Сормово“ типа 6-БК-43, мощностью 300 л. с., при 350 об/мин. Двигатель 6-цилиндровый; диаметр цилиндра — 290 мм; ход поршня — 430 мм.

Общий вид двигателя, переделанного для работы по газожидкостному процессу, показан на фиг. 7, а газовый смеситель — на фиг. 8. Основные принципы переделки аналогичны рассмотренным выше; следует лишь отметить конструктивное решение размещения смесителей и подвода смеси к всасывающим отверстиям в крышках двигателя. Нормально в дизеле этого типа всасывание воздуха происходит через каналы в блоке цилиндров и соот-



Фиг. 7.

ветствующие перекидные патрубки, так как со стороны всасывания перед крышками двигателя расположены штанги кла-



Фиг. 8.

панов. Такое расположение обусловило трудности подвода газа и соответственно вызвало усложнение конструкции смесителя.

С. Е. ЛЕБЕДЕВ

### РАСЧЕТ ГАЗОЖИДКОСТНОГО ПРОЦЕССА

Рабочий процесс двигателя при применении газа с присадкой жидкого топлива характеризуется тем, что в период сжатия в цилиндре двигателя находится газо-воздушная смесь, а жидкое топливо вводится в него в конце сжатия и, самовоспламеняясь, поджигает смесь.

В зависимости от тактности двигателя зарядка цилиндра газо-воздушной смесью может осуществляться или путем всасы-

вания в цилиндр (четырехтактный двигатель) или путем продувки цилиндра (двухтактный двигатель), причем продувка может производиться или готовой смесью, или воздухом с последующим добавлением газа.

При продувке цилиндра смесью часть ее неизбежно теряется, что снижает экономичность процесса.

Сгорание двух топлив происходит с большим или меньшим повышением давления, которое в основном зависит от момента подачи жидкого топлива.

Замена жидкого топлива газом с присадкой жидкого топлива отражается на мощности и экономичности двигателя.

Термодинамически тепловой процесс двигателя, работающего на газе с присадкой жидкого топлива, является общим случаем теплового процесса двигателя внутреннего сгорания, из которого как частные случаи вытекают процессы газового двигателя и двигателя жидкого топлива.

Поэтому газожидкостный процесс характеризуется обычными зависимостями между его параметрами, но эти зависимости, вследствие использования двух топлив, совершенно различных по своим физическим свойствам, имеют несколько отличный вид от обычно применяемых.

Новизна газожидкостного процесса и большой интерес к нему со стороны нашей промышленности как к наиболее простому способу перевода на газ двигателей жидкого топлива требуют его детального термодинамического освещения. Последнее необходимо также и потому, что на базе выведенных соотношений выполнены приводимые ниже тепловые исследования и произведена обработка полученного экспериментального материала.

Обозначим:

Состав газового топлива (в объемных долях)	Состав жидкого топлива (в весовых долях)
Углекислота . . . . . CO <sub>2</sub>	Углерод . . . . . С
Тяжелые углеводороды . . . . . C <sub>n</sub> H <sub>m</sub>	Водород . . . . . Н
Кислород . . . . . O <sub>2</sub>	Кислород . . . . . О
Окись углерода . . . . . СО	
Водород . . . . . H <sub>2</sub>	
Метан . . . . . CH <sub>4</sub>	
Азот . . . . . N <sub>2</sub>	

Тогда низшая теплотворная способность газового топлива:

$$H_n = 3050 CO + 2570 H_2 + 8520 CH_4 + 14000 C_n H_m^* \text{ кал/м}^3 \text{ при } 0^\circ \text{Ц и } 760 \text{ мм рт. ст.} \quad (1)$$

и жидкого топлива

$$Q_u = 8140 C + 24600 H \text{ кал/кг.} \quad (2)$$

Если

$$q = \frac{G_{\text{жас}} Q_u}{\varphi V_{\text{жас}} H_n + G_{\text{жас}} Q_u} \text{ — доля тепла, вводимая жидким топливом}$$

\* Считая, что тяжелые углеводороды состоят только из этилена — C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>.



от всего тепла, фактически участвующего в процессе;

и  $g = \frac{22,4 G_{\text{час}}}{\varphi V_{\text{час}}}$  — вес жидкого топлива в кг на 1 моль сжи-

гаемого в двигателе газа,

где  $G_{\text{час}}$  кг/час — часовой расход жидкого топлива.

$V_{\text{час}}$  м<sup>3</sup>/час — часовой расход газа, приведенный в 0° Ц и 760 мм рт. ст.,

а  $\varphi$  — доля газа остающаяся в цилиндре и участвующая в сгорании от всего газа, вводимого в двигатель, то

$$g = 22,4 \frac{H_u}{Q_u} \cdot \frac{q}{1-q} \quad (3)$$

В четырехтактном и в двухтактном двигателе с продувкой воздухом  $\varphi = 1$ .

В двухтактном двигателе с продувкой смесью, учитывая потери ее при продувке,  $\varphi < 1$ . Таким образом в двигателях этого типа общее количество газа, поступающее в машину,  $V_{\text{час}}$  в  $1/\varphi$  раз больше, чем количество сжигаемого газа, а следовательно, и общее количество тепла, соответствующее вводимому в двигатель газу, в  $1/\varphi$  раз больше, чем количество тепла, участвующее в процессе.

Учитывая, что теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 моля газового топлива:

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} \left[ \frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \left( n + \frac{m}{4} \right) \text{C}_n\text{H}_m + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2 \right] \text{ мол/мол} \quad (4)$$

или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>

и 1 кг жидкого топлива

$$L_0^{\text{ж}} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{\text{C}}{12} + \frac{\text{H}}{4} - \frac{\text{O}}{32} \right) \text{ мол/кг}, \quad (5)$$

получим для газа с присадкой жидкого топлива:

$$L_0^{\text{рж}} = L_0^r + g L_0^{\text{ж}} \text{ молей на 1 моль газа с присадкой жидкого топлива.} \quad (6)$$

Обозначая через  $\alpha_1$  коэффициент избытка воздуха поступающей в двигатель смеси, получим коэффициент избытка воздуха в процессе сгорания и расширения:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1 L_0^r}{L_0^{\text{рж}}}, \quad (7)$$

откуда

$$\alpha_1 = \alpha_2 \left( 1 + \frac{q}{1-q} \frac{H_u}{Q_u} \frac{L_0^{\text{ж}}}{L_0^r} \cdot 22,4 \right) = \alpha_2 \left( 1 + g \frac{L_0^{\text{ж}}}{L_0^r} \right). \quad (8)$$

Продукты полного сгорания 1 моля газа с присадкой  $g$  кг жидкого топлива состоят из углекислоты:

$$M' = g \frac{\text{C}}{12} + (\text{CO} + n \text{C}_n\text{H}_m + \text{CH}_4 + \text{CO}_2) \text{ молей}, \quad (9)$$

кислорода:

$$0,21 [(\alpha_1 - 1) L_0^r - g L_0^{\text{ж}}] \text{ молей}, \quad (10)$$

азота:

$$0,79 \alpha_1 L_0^r + N_2 \text{ молей}, \quad (11)$$

дающих общее количество двухатомных газов:

$$\begin{aligned} M'' &= \alpha_1 L_0^r - 0,21 (L_0^r + g L_0^{\text{ж}}) + N_2 = \\ &= \alpha_1 L_0^r - 0,21 L_0^{\text{рж}} + N_2 = \\ &= (\alpha_2 - 0,21) (L_0^r + g L_0^{\text{ж}}) + N_2 = \\ &= (\alpha_2 - 0,21) L_0^{\text{рж}} + N_2 \text{ молей} \end{aligned} \quad (12)$$

и водяного пара

$$M''' = \left( \text{H}_2 + \frac{m}{2} \text{C}_n\text{H}_m + 2\text{CH}_4 \right) + g \frac{\text{H}}{2} \text{ молей}. \quad (13)$$

Общее количество влажных продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} M &= M' + M'' + M''' = 1 + \alpha_1 L_0^r + \\ &+ g \left( \frac{\text{H}}{4} + \frac{\text{O}}{32} \right) - \left[ \frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \left( 1 - \frac{m}{4} \right) \text{C}_n\text{H}_m \right] \text{ молей}. \end{aligned} \quad (14)$$

Тогда химический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M}{1 + \alpha_1 L_0^r} = 1 + \frac{g \left( \frac{\text{H}}{4} + \frac{\text{O}}{32} \right) - \left[ \frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \left( 1 - \frac{m}{4} \right) \text{C}_n\text{H}_m \right]}{1 + \alpha_1 L_0^r}. \quad (15)$$

По составу продуктов сгорания находится их средняя молекулярная теплоемкость при постоянном объеме:

$$m C_v'' = \frac{M' m C_{v1} + M'' m C_{v2} + M''' m C_{v3}}{M} = a'' + b'' T, \quad (16)$$

где  $m C_{v1}$ ,  $m C_{v2}$  и  $m C_{v3}$  — средние молекулярные теплоемкости углекислоты, двухатомных газов и водяного пара, которые берутся по тем или иным формулам.

Тогда средняя молекулярная теплоемкость при постоянном давлении:

$$m C_p'' = 1,985 + m C_v''. \quad (16a)$$

Коэффициент избытка воздуха смеси, поступающей в двигатель, работающий на газе с присадкой жидкого топлива, при испытании его может быть найден по составам газового топлива и поступающей смеси, определяемым одновременно прибором Орса.

Составляя баланс по углекислоте, получим:

$$\alpha_1 = \frac{1}{L_0^r} \left( \frac{\text{CO}_2}{\text{CO}_{2\text{см}}} - 1 \right), \quad (17)$$

а составляя баланс по кислороду, получим:

$$\alpha_1 = \frac{1}{L_0^r} \cdot \frac{O_{2см} - O_2}{21 - O_{2см}}, \quad (18)$$

где  $CO_{2см}$  и  $O_{2см}$  — содержание углекислоты и кислорода в смеси в процентах.

Если при испытании двигателя измеряется не только расход газа, но и расход воздуха, то

$$\alpha_1 = 22,4 \frac{\varphi_1 L_{час}}{\varphi V_{час} L_0^r}, \quad (19)$$

где  $L_{час}$  мол/час — часовой расход воздуха,  $V_{час}$  м<sup>3</sup>/час — часовой расход газа при 0° Ц и 760 мм рт. ст., а  $\varphi_1$  и  $\varphi$  — доли воздуха и газа, участвующие в процессе.

Коэффициент избытка воздуха на линии расширения  $\alpha_2$  может быть найден из ранее выведенного соотношения (8):

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1}{1 + g \frac{L_0^ж}{L_0^r}} = \frac{\varphi_1 L_{час}}{\frac{\varphi V_{час} L_0^r}{22,4} + G_{час} L_0^ж}$$

В четырехтактном двигателе  $\varphi = \varphi_1 = 1$ ; в двухтактном с продувкой воздухом  $\varphi_1 < 1$ , а  $\varphi = 1$ ; если же продувка производится смесью, то  $\varphi = \varphi_1 < 1$ .

В четырехтактном двигателе  $\alpha_2$  можно определить также и по данным анализа выхлопных газов. Формулы для подсчета  $\alpha_2$  могут быть приведены к различному виду; например, при неполном сгорании, считая неполноту только в форме CO:

$$\alpha_2 = \frac{N_2^{вг} \left( g \frac{C}{12} + CO + n C_n H_m + CH_4 + CO_2 \right) - N_2 (CO_2^{вг} + CO^{вг})}{0,79 (CO_2^{вг} + CO^{вг}) L_0^{гж}}, \quad (20)$$

где индексом „вг“ обозначен состав выхлопных газов.

При полном сгорании, когда  $CO^{вг} = 0$ ,

$$\alpha_2 = \frac{N_2^{вг} \left( g \frac{C}{12} + CO + n C_n H_m + CH_4 + CO_2 \right) - N_2 CO_2^{вг}}{0,79 CO_2^{вг} L_0^{гж}}. \quad (21)$$

В двухтактном двигателе с продувкой воздухом  $\alpha_2$ , подсчитанный по этим формулам, не характеризует коэффициент избытка воздуха в процессе расширения, а может служить только для определения общего количества продувочного воздуха, подаваемого продувочным насосом.

Если же двигатель продувается смесью, то формулы для  $\alpha_2$  вовсе непригодны.

В четырехтактном двигателе и в двухтактном с продувкой воздухом о полноте сгорания можно судить по обычному контрольному уравнению:

$$CO_2^{вг} + O_2^{вг} = 21 - \beta^{гж} CO_2^{вг}, \quad (22)$$

где  $\beta^{гж}$  есть характеристика топлива

$$\beta^{гж} = 0,79 \frac{0,21 N_2 + \frac{H_2}{2} - \frac{CO}{2} + \frac{m}{4} C_n H_m + CH_4 - O_2 - CO_2 + g \left( \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)}{CO + n C_n H_m + CH_4 + CO_2 + g \frac{C}{12}}. \quad (23)$$

При неполном сгорании, если неполнота сгорания выражается только в виде CO, справедливо обычное выражение для определения этой составляющей:

$$CO^{вг} = \frac{21 - \beta^{гж} CO_2^{вг} - (CO_2^{вг} + O_2^{вг})}{0,605 + \beta^{гж}}. \quad (24)$$

Если  $\alpha_2$  определяется по данным газового анализа, то часовой расход воздуха

$$L_{час} = \frac{V_{час}}{22,4} \cdot L_0^{гж} \alpha_2, \quad (25)$$

причем в случае четырехтактного двигателя это часовой расход воздуха, засасываемого двигателем, а в случае двухтактного с продувкой воздухом — часовой расход воздуха, подаваемого продувочным насосом.

Определяя содержание углекислоты в смеси —  $CO_{2см}$  и в сжижаемом заряде —  $CO_2^3$ , можно определить коэффициент остаточных газов:

$$\gamma = \frac{CO_2^3 - CO_2^{см}}{CO_2^{вг} - CO_2^3}. \quad (26)$$

Таким же образом при испытании двухтактного двигателя с продувкой смесью, определяя состав газа и состав выхлопных газов, можно при полном сгорании топлива подсчитать долю смеси, а следовательно, и долю газа, остающегося в цилиндре после продувки, т.е. фактически сгорающую в цилиндре.

Составляя баланс по углекислоте до и после сгорания, получим:

$$\varphi' = \frac{CO_2^{вг} (1 + \alpha_1 L_0^r) - CO_2 - \frac{G_{час}}{V_{час}} \left[ \frac{C}{12} + CO_2^{вг} \left( \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \right]}{(CO + n C_n H_m + CH_4) + CO_2^{вг} \left[ \frac{3}{2} H_2 + \frac{1}{2} CO + \left( 1 + \frac{m}{4} \right) C_n H_m + 2 CH_4 \right]}, \quad (27)$$

где  $G_{час}$  — часовой расход жидкого топлива, выражаемый в кг/час;

$V_{час}$  — часовой расход газового топлива в молях в час;

$CO_2^{вг}$  — содержание углекислоты в выхлопных газах, которое, как и состав газового топлива, выражено в долях.

Приведенная формула справедлива при отсутствии сгорания газа, теряемого при продувке, чего всегда можно достигнуть, впрыскивая в выхлопной патрубков воду, если это будет нужно.

Температура смеси газа с воздухом находится по обычной формуле смешения:

$$T_{см} = \frac{\alpha_1 L_0^r T_0 + T_r}{1 + \alpha_1 L_0^r}, \quad (28)$$

где  $T_0$  — температура окружающей среды;  
 $T_r$  — температура всасываемого газа.

Тогда для четырехтактного двигателя температура поступающей в цилиндр смеси

$$T_0' = T_{см} + \Delta T_{см}; \quad (29)$$

коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{T_0'}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}; \quad (30)$$

коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{T_0 \varepsilon p_a - p_r}{T_0' (\varepsilon - 1) p_0} \quad (31)$$

и температура в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_0' + \gamma T_r}{1 + \gamma},$$

где  $\Delta T_{см}$  — повышение температуры смеси при всасывании;

$\varepsilon$  — степень сжатия;

$T_r$  — температура остаточных газов;

$p_r$  — давление остаточных газов;

$p_0$  — давление окружающей среды;

$p_a$  — давление начала сжатия.

Для двухтактного двигателя

$$T_0' = \left(\frac{p_s}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} T_{см} + \Delta T_{см}; \quad (32)$$

$$\eta_v = \frac{\psi \cdot \varphi}{1 - \theta}; \quad (33)$$

$$\gamma = \frac{1}{T_r} \left( \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p_a}{\eta_v} - T_0' \right), \quad (34)$$

$T_a$  находится по той же формуле, как и для четырехтактного двигателя.

Здесь  $p_s$  — давление продувочного тела;

$m$  — показатель политропы сжатия в продувочном насосе;

$\psi$  — коэффициент избытка продувочного тела, который в случае кривошипно-камерной продувки равен коэффициенту подачи кривошипной камеры;

$\theta$  — доля хода поршня, занятая выхлопными окнами.

Для двухтактного двигателя  $\eta_v$  относится к полезной части хода поршня.

Если двигатель продувается не смесью, а воздухом, то

$$T_{см} = T_0.$$

Коэффициент подачи при испытании четырехтактного двигателя определяется по формуле:

$$\eta_v = \frac{2 V_{час} (1 + \alpha_1 L_0^r) \cdot \omega}{i V_h \cdot n \cdot 60}, \quad (35)$$

где  $V_{час}$  — часовой расход газа в молях;

$\omega$  — объем моля при давлении и температуре окружающей среды;

$V_h$  — объем, описываемый поршнем, в  $m^3$ ;

$n$  — число оборотов в минуту;

$i$  — число цилиндров.

В случае двухтактного двигателя с продувкой смесью коэффициент подачи продувочного насоса подсчитывается по формуле (35) без множителя 2 в числителе.

Если же двухтактный двигатель продувается только воздухом, то для продувочного насоса:

$$\eta_v = \frac{L_{час} \text{ мол/час} \cdot \omega}{in V_h \cdot 60} = \frac{V_{час} \alpha_2 L_0^r \cdot \omega}{in 60 V_h}, \quad (36)$$

где  $\alpha_2$  подсчитывается по формуле (20) или (21).

Давление и температура конца сжатия находятся по обычным формулам<sup>1</sup>:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (37)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (38)$$

где  $n_1$  — показатель политропы сжатия, который несколько меньше среднего показателя адиабаты сжатия  $k_1$ , определяемого из обычного выражения:

$$\frac{1,985}{k_1 - 1} = a' + b' T_a (1 + \varepsilon^{k_1 - 1}), \quad (39)$$

где

$$a' = \frac{a + \gamma a''}{1 + \gamma}$$

и

$$b' = \frac{b + \gamma b''}{1 + \gamma}.$$

<sup>1</sup> Проф. Е. К. Мазинг, Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, Москва 1937.

Учитывая относительно небольшое содержание многоатомных газов в газо-воздушной смеси, последнюю с достаточной точностью можно принимать за двухатомные газы и, следовательно, коэффициенты  $a$  и  $b$  брать из выражения средней молекулярной теплоемкости двухатомных газов.

Температура конца сгорания находится из уравнения сгорания, которое имеет следующий вид для цикла Отто:

$$\frac{\xi(22,4H_u + gQ_u)}{1 + \alpha_1 L_0^r} + (a' + b'T_c) T_c + \gamma(a'' + b''T_c) T_c = \mu(1 + \gamma)(a'' + b''T_z) T_z \quad (40)$$

и для смешанного цикла (цикла Сабатэ):

$$\frac{\xi(22,4H_u + gQ_u)}{1 + \alpha_1 L_0^r} + (a' + b'T_c + 1,985 \lambda) T_c + \gamma(a'' + b''T_c + 1,985 \lambda) T_c = \mu(1 + \gamma)(1,985 + a'' + b''T_z) T_z \quad (41)$$

где  $\xi$  — коэффициент выделения тепла;

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$  — степень повышения давления;

$\mu$  — действительный коэффициент молекулярного изменения.

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} \quad (42)$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c} \quad (43)$$

В цикле Сабатэ  $\lambda$  берется по опытным данным; в цикле Отто  $\lambda$  находится из выражения (43), так как  $\rho = 1$ .

Для смешанного цикла степень последующего расширения:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho},$$

для цикла Отто  $\delta = \varepsilon$ , так как  $\rho = 1$ .

Температура и давление конца расширения находятся по формулам:

$$T_v = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (44)$$

и

$$p_v = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (45)$$

где  $n_2$  — показатель политропы расширения, который можно найти из уравнения:

$$\frac{(1 - \xi)(22,4H_u + gQ_u) - Q_w''}{\mu(1 + \gamma)(1 + \alpha_1 L_0^r)} = \left[ \frac{1,985}{n_2 - 1} - a'' - b''T_z \left( 1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) \right] T_z \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right), \quad (46)$$

где  $Q_w''$  — теплоотдача в стенки за ход расширения (включая сгорание),

или принять равным той или другой величине на основании опытных данных.

В некоторых случаях удобно принимать  $n_2$  равным среднему показателю адиабаты  $k_2$ , который находится из уравнения:

$$\frac{1,985}{k_2 - 1} = a'' + b''T_z \left( 1 + \frac{1}{\delta^{k_2-1}} \right). \quad (47)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление подсчитывается по формуле:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \text{ кг/см}^2, \quad (48)$$

в которой для цикла Отто  $\rho = 1$  и  $\delta = \varepsilon$ .

Действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = \beta p_i' \quad (49)$$

В двухтактных двигателях поправка на отклонение от теоретического цикла  $\beta = 1$ , и найденное таким образом  $p_i$  относится к полезной части хода поршня, а отнесенное ко всему ходу поршня

$$p_i = p_i'(1 - \theta). \quad (50)$$

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_w, \quad (51)$$

где  $p_w$  — среднее давление от сопротивлений в двигателе, которое при исследовании теплового процесса можно принять постоянным для всех режимов двигателя.

Механический к. п. д.

$$\eta_{m.н} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (52)$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha_1 L_0^r) T_0 p_i}{\eta_v p_0 (22,4 H_u + g Q_u)}. \quad (53)$$

В двухтактном двигателе  $p_i$  и  $\eta_v$  одинаково относятся или к полезной части или к полному ходу поршня.

При продувке смесью подсчитанный таким образом индикаторный к. п. д. является теоретическим, характеризуя процесс без учета потери газа при продувке. Действительный индикаторный к. п. д. двухтактного двигателя с продувкой смесью (с учетом потери газа при продувке)

$$\eta_i' = 1,985 \frac{(1 + \alpha_1 L_0^r) T_0 p_i}{\psi p_0 (22,4 H_u + \varphi g Q_u)}, \quad (54)$$

где  $p_i$  отнесено ко всему ходу поршня, а  $\psi$  — коэффициент избытка продувочного тела.

Эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \quad (55)$$

В двухтактном двигателе с продувкой смесью действительный эффективный к. п. д.

$$\eta_e' = \eta_m \eta_i' \quad (56)$$

Индикаторный расход газа в четырехтактном двигателе и в двухтактном с продувкой воздухом

$$V_i = \frac{632(1-q)}{\eta_i H_u} \frac{m^3 0^\circ \text{ Ц } 760 \text{ мм рт. ст.}}{и. с. ч.} \quad (57)$$

Индикаторный расход газа в двухтактном двигателе с продувкой смесью

$$V_i = \frac{632(1-q)}{\eta_i H_u \varphi} \frac{m^3 0^\circ \text{ Ц } 760 \text{ мм рт. ст.}}{и. с. ч.} \quad (58)$$

Эффективный расход газа

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} \frac{m^3 0^\circ \text{ Ц } 760 \text{ мм рт. ст.}}{э. с. ч.} \quad (59)$$

Индикаторный расход жидкого топлива в четырехтактном двигателе и двухтактном с продувкой воздухом и смесью

$$G_i = \frac{632 \cdot q}{\eta_i Q_u} \text{ кг/и. с. ч.} \quad (60)$$

Эффективный расход жидкого топлива

$$G_e = \frac{G_i}{\eta_m} \text{ кг/э. с. ч.} \quad (61)$$

При испытании четырехтактного двигателя и двухтактного с продувкой воздухом  $\eta_i$  подсчитывается по формуле

$$\eta_i = \frac{632 \cdot N_i}{V_{\text{час}} H_u + G_{\text{час}} Q_u} \quad (62)$$

По этой же формуле находится и действительный индикаторный к. п. д. двухтактного двигателя с продувкой смесью  $\eta_i'$ . Теоретический же индикаторный к. п. д. этого двигателя

$$\eta_i = \frac{632 N_i}{\varphi V_{\text{час}} H_u + G_{\text{час}} Q_u} \quad (63)$$

где, как и в формуле (62),  $V_{\text{час}}$  выражено в  $m^3$  при  $0^\circ \text{ Ц}$  и  $760 \text{ мм рт. ст.}$

Эффективный к. п. д. находится или по формуле (55), или по формулам (62) и (63) после замены в них  $N_i$  на  $N_e$ .

Индикаторный расход газа

$$V_i = \frac{V_{\text{час}}}{N_i} \quad (64)$$

Эффективный расход газа

$$V_e = \frac{V_{\text{час}}}{N_e} = \frac{V_i}{\eta_m} \quad (65)$$

Индикаторный расход жидкого топлива

$$G_i = \frac{G_{\text{час}}}{N_i} \quad (66)$$

и эффективный расход жидкого топлива

$$G_e = \frac{G_{\text{час}}}{N_e} = \frac{G_i}{\eta_m} \quad (67)$$

Для одного и того же четырехтактного или двухтактного двигателя с продувкой воздухом величина присадки жидкого топлива, выраженная в долях от расхода жидкого топлива, при работе этого двигателя с той же мощностью только на жидком топливе

$$x = \frac{\frac{\eta_e^{\text{жк}}}{\eta_e^{\text{гж}}} \cdot Q_u \cdot (\alpha_2 \cdot L_0^{\text{г}} + 1) - 22,4 \frac{\eta_v^{\text{гж}}}{\eta_v^{\text{жк}}} H_u L_0^{\text{жк}} \alpha_{\text{жк}}}{Q_u (\alpha_2 \cdot L_0^{\text{г}} + 1) - 22,4 H_u \alpha_2 L_0^{\text{жк}}} \quad (68)$$

где  $\eta_e^{\text{гж}}$ ,  $\eta_v^{\text{гж}}$  и  $\alpha_2$  — эффективный к. п. д., коэффициент подачи и коэффициент избытка воздуха на линии расширения при газожидкостном процессе;  $\eta_e^{\text{жк}}$ ,  $\eta_v^{\text{жк}}$  и  $\alpha_{\text{жк}}$  — при работе на жидком топливе.

Для компрессорного дизеля с пневматическим распыливанием (воздухом или газом) присадки жидкого топлива приведенные формулы требуют изменения<sup>1</sup>.

С. Е. ЛЕБЕДЕВ

## ПЕРЕВОД НА ГАЗ БЕСКОМПРЕССОРНЫХ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ПЕРЕВОДА ДИЗЕЛЕЙ НА ГАЗ  
(историческая справка и краткая характеристика)

Идея использования в двигателях Дизеля газового топлива вместе с жидким принадлежит создателю этого двигателя инж. Рудольфу Дизелю, который в 1898 г. запатентовал за № 109186 способ воспламенения и сгорания для двигателей

<sup>1</sup> См. статьи автора в журнале „Дизелестроение“ № 4 за 1935 г. и № 9 за 1937 г.

внутреннего сгорания. Способ этот заключается в том, что температура конца сжатия в двигателе подбирается ниже температуры воспламенения газо-воздушной смеси, но выше температуры самовоспламенения жидкого топлива. При этом, впрыскивая жидкое топливо и получая его самовоспламенение, осуществляют поджигание газо-воздушной смеси, находящейся в цилиндре.

Практическое осуществление этой идеи может производиться двумя различными способами. По первому способу цилиндр заполняется воздухом, а газ в сжатом состоянии вводится в конце сжатия и вдувает жидкое топливо. По второму способу газ и воздух поступают одновременно, так что к началу сжатия цилиндр заполнен газо-воздушной смесью, а жидкое топливо подается в конце сжатия обычным способом через форсунку. Оба предложенных Дизелем способа работы двигателя на двух топливах в конце прошлого столетия были проверены им на практике и показали их полную реальность. Экономичность протекавшего в двигателях процесса была близка к той, которая получалась в двигателях Дизеля жидкого топлива. Однако вследствие того, что в качестве газового топлива употреблялся бывший тогда в широком распространении светильный газ, более дорогой, чем жидкое топливо, и конструкция двигателей, предназначенных для работы по любому из этих способов, была сложнее, чем конструкция обычного двигателя Дизеля, двигатели на двух топливах экономически были менее выгодны и, как неудовлетворяющие потребностям промышленности, были оставлены и даже забыты.

Интерес к этим двигателям, возникший в последние годы, вызван наблюдаемым в ряде стран стремлением заменить дефицитное жидкое топливо местным газовым топливом или газифицируемым твердым топливом, чтобы освободившееся таким образом жидкое топливо использовать для других нужд промышленности и, главным образом, для военных целей.

Появившиеся в результате напряженной работы ряда заводов и научно-исследовательских организаций газожидкостные двигатели по способу их действия делятся на газовые дизели, в которых газ вводится в сжатом состоянии в конце сжатия, и двигатели Дизеля на газе с присадкой жидкого топлива, в которых газ находится в цилиндре уже в начале сжатия. Двигатели этого типа в основном только четырехтактные. Проблема двухтактного двигателя Дизеля, работающего на газе с присадкой жидкого топлива, пока еще не имеет удовлетворительного решения.

Замена в дизелях (стационарного и транспортного типа) жидкого топлива газом представляет интерес не только в отношении построения специальных новых двигателей, но и перевода на газ уже существующих машин. При этом большую практическую ценность имело бы такое решение поставленной задачи, которое позволяло бы один и тот же двигатель в зависимости от обстоятельств питать или газовым или, жидким топ-

ливом без каких-либо конструктивных изменений и затраты времени.

В настоящее время имеются три различных способа работы двигателей на газе, которые могут быть использованы как для построения новых двигателей, так и для переделки существующих.

Первым и наиболее старым способом является работа по циклу Отто. При переводе на газ существующих дизелей преимуществами этого способа являются возможность работы совершенно без жидкого топлива и снижение напряжений в деталях машины за счет обязательного уменьшения степени сжатия, вызывающего понижение максимального давления сгорания. Однако при переводе на генераторный газ мощность дизеля падает до 70—80% от развиваемой на жидком топливе. Эффективный к. п. д. снижается до 25—27% с 33—36% при работе на жидком топливе. Перевод на газ требует капитальной переделки двигателя, заключающейся в значительном снижении степени сжатия, в установке трубопровода, подводящего газ, смесителей, системы электрического зажигания и в изменении системы регулирования.

Поэтому этот способ применяется только тогда, когда жидкое топливо должно быть совершенно исключено из употребления, и пригоден, главным образом, для четырехтактных двигателей.

Газовые дизели в настоящее время пользуются малым распространением. Газовый дизель, развивая ту же удельную мощность, что и двигатель Дизеля жидкого топлива, пригоден только для работы на газах с высокой теплотворной способностью. Двигатель работает с почти таким же к. п. д., как и компрессорный дизель, и расходует мало запального жидкого топлива. Переделка обычного двигателя Дизеля даже компрессорного, как показал опыт лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Н. Э. Баумана<sup>1</sup>, связана со значительными трудностями, вызываемыми необходимостью подачи газа в цилиндр под давлением порядка 60—80 ат: нужен специальный компрессор, не дающий утечек газа в помещение, нужны специальные форсунки, удовлетворяющие тому же требованию, специальный механизм для управления форсункой и специфическая система регулирования.

Поэтому двигатель, работающий по этому способу, пригоден как для четырехтактных, так и для двухтактных машин, проще осуществить путем изготовления заново, чем путем переделки существующего. Обратный перевод газового дизеля с газа на жидкое топливо относительно прост. Однако эта простота пока не имеет практического значения, так как количество газовых дизелей в промышленности очень невелико, а у нас в Союзе их вовсе нет.

<sup>1</sup> См. статьи доц. С. Е. Лебедева в журнале „Дизелестроение“ № 4 за 1935 г. и № 9 за 1937 г.

Способ работы двигателя Дизеля на газе с присадкой жидкого топлива одинаково пригоден как для вновь изготовляемых машин, так и для уже построенных бескомпрессорных дизелей.

Для осуществления рабочего процесса двигателя Дизеля на газе с присадкой жидкого топлива цилиндры его во время всасывания должны быть заполнены смесью газа с воздухом, а жидкое топливо должно подаваться обычным способом в конце сжатия. В качестве топлива в двигателях этого типа может использоваться как высококалорийный, так и низкокалорийный газ. Количество расходуемого запального жидкого топлива в стационарных двигателях, по литературным данным, обычно составляет от 5 до 15% от количества жидкого топлива, расходуемого обычным дизелем при полной нагрузке, что дает экономию жидкого топлива на 95—85%. Малые присадки жидкого топлива трудно осуществимы при использовании нормального топливного насоса двигателя Дизеля. Замена топливного насоса другим с меньшей подачей затрудняет пуск двигателя, который производится на жидком топливе, и не позволяет двигателю при работе только на жидком топливе развивать его полную мощность.

Экономичность двигателя на газе с присадкой жидкого топлива, как и на жидком топливе, почти одинакова. Некоторое снижение экономичности может иметь место только при использовании низкокалорийного генераторного газа. Однако и в этом случае экономичность дизеля на газе с присадкой жидкого топлива выше, чем двигателя, работающего по циклу Отто. Это объясняется тем, что двигатель, работающий на газе с присадкой жидкого топлива, имеет такую же или лишь немного меньшую степень сжатия, как и дизель на жидком топливе, тогда как обычный газовый двигатель имеет степень сжатия много меньшую. Отсутствие преждевременных вспышек при столь высокой степени сжатия обусловлено работой на более бедных смесях, чем в обычных газовых двигателях.

Двигатель Дизеля, работающий на газе с присадкой жидкого топлива, развивает такую же мощность, как и на жидком. Только при работе на бедных газах, как, например, на генераторном, возможно снижение мощности, но не более чем на 10—15%. Если возможно в области больших нагрузок увеличение количества жидкого топлива, то, как показывает опыт и проведенное теоретическое исследование, падение мощности отсутствует. В этом также заключается существенное преимущество газожидкостного дизеля по сравнению с двигателем, работающим по циклу Отто.

Наконец, большим преимуществом газожидкостного процесса по сравнению с процессом обычного газового двигателя является возможность работы без электрического зажигания.

Для перевода обычных бескомпрессорных дизелей на газ с присадкой жидкого топлива требуется очень незначительная переделка и перерегулировка машины. К двигателю подводится газовый трубопровод с запорным устройством для выключения

газа, устанавливаются смесители, а дроссель на газовом трубопроводе присоединяется к рычагу регулятора. Подача жидкого топлива насосом ограничивается при помощи механизма, позволяющего поворотом одного рычага присоединять насос нормально к регулятору, что нужно для пуска в ход и для работы только на жидком топливе. На воздушном трубопроводе устанавливается дроссель, положение которого подбирается при наладке машины и затем остается постоянным при всех нагрузках. Степень сжатия двигателя и опережение подачи топлива или сохраняются без изменений или несколько уменьшаются (главным образом при работе на высококалорийных газах). В таком виде двигатель одинаково пригоден как для работы на газе с присадкой жидкого топлива, так и на жидком топливе, причем переход с одного топлива на другое не требует никакой разборки или переделки машины. Таким образом этот способ перевода дизелей на газ исключительно прост.

Сопоставляя между собой все три существующих в настоящее время способа использования газа в двигателях Дизеля, следует констатировать, что в применении к четырехтактным бескомпрессорным дизелям со струйным распыливанием наиболее простым и наиболее экономичным является последний из рассмотренных способов, хотя он и не исключает полностью применения жидкого топлива, а лишь дает экономию его, порядка 85—90%.

Настоящая работа, проведенная в 1941—1942 гг., учитывая большую актуальность вопроса перевода дизелей на газ в условиях войны, ставила своей целью освоить практику выполнения этой задачи, произвести теоретическую и экспериментальную проверку некоторых положений, как освещенных, так и вовсе не освещенных в литературе, и приобрести необходимый опыт, который позволил бы решить эту задачу как в отношении вновь изготовляемых двигателей, так и для переделки существующих.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ГАЗЕ С ПРИСАДКОЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Исследование газожидкостного процесса четырехтактного двигателя проведено путем выполнения ряда тепловых расчетов для двух случаев протекания его: по циклу Сабатэ и по циклу Отто.

Полученные таким образом две серии тепловых расчетов должны характеризовать нормальный случай протекания процесса и предельный случай протекания его, когда засасываемая смесь слишком сильно обогащена.

Тепловые расчеты выполнены по формулам, приведенным в статье автора на стр. 108—119 настоящего сборника.

При определении теплосемкостей продуктов сгорания теплоемкости составляющих приняты по новым таблицам проф. Шюле.

\*

Ввиду того что они даны в зависимости от температуры в °Ц, уравнение сгорания, по которому определялась температура сгорания, взято в следующей форме:

$$\frac{\xi (22,4 H_u + gQ_u)}{\mu (1 + \gamma) (1 + \alpha_1 L_0^r)} + \frac{c_v' t_c}{\mu} = c_p'' t_z$$

и для цикла Сабатэ:

$$\frac{\xi (22,4 H_u + gQ_u)}{\mu (1 + \gamma) (1 + \alpha_1 L_0^r)} + \frac{c_v' t_c}{\mu} + \frac{1,985 \lambda t_c + 1,985 \cdot 273 (\lambda - \mu)}{\mu} = c_p'' t_z,$$

где  $t_c = T_c^0 - 273^\circ$  и  $T_z = t_z^0 + 273^\circ$ .

В этих формулах, учитывая незначительное количество остаточных газов в четырехтактном двигателе, теплоемкость их в целях упрощения принята равной теплоемкости двухатомных газов.

Действительное среднее индикаторное давление подсчитывалось по формуле:

$$p_i = 0,98 p_i' - 0,27 \text{ кг/см}^2,$$

где  $p_i'$  — теоретическое среднее индикаторное давление;  
0,27 — потери при выталкивании и всасывании.

При выполнении тепловых расчетов были приняты следующие исходные величины:

давление окружающей среды . . . . .	$p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$
температура окружающей среды . . . . .	$T_0 = 290^\circ \text{K}$
давление начала сжатия . . . . .	$p_a = 0,88 \text{ кг/см}^2$
давление конца выталкивания . . . . .	$p_r = 1,1 \text{ г/см}^2$
температура заряда с учетом подогрева от стенок цилиндра . . . . .	$T_0' = 300^\circ \text{K}$
температура остаточных газов . . . . .	$T_r = 800^\circ \text{K}$
коэффициент выделения тепла . . . . .	$\xi = 0,85$
степень сжатия . . . . .	$\epsilon = 11,56$
показатель политропы сжатия . . . . .	$n_1 = 1,373$
показатель политропы расширения . . . . .	$n_2 = 1,28$

Средний объемный состав генераторного газа (из дров):

$\text{CO}_2 = 11,4\%$	$\text{CH}_4 = 4,1\%$
$\text{CO} = 12,4\%$	$\text{O}_2 = 0,3\%$
$\text{H}_2 = 13,4\%$	$\text{N}_2 = 50,4\%$

Средний весовой состав жидкого топлива:

$$C = 86,4\%; \text{H} = 12,6\%; \text{O} = 1,0\%$$

Теплотворная способность:

газового топлива (приблизенно)	$H_u = 1000 \text{ кал/м}^3$
жидкого топлива . . . . .	$Q_u = 10000 \text{ кал/кг}$

В каждой серии исследование произведено для различных коэффициентов избытка воздуха горючей смеси (различного качества ее) в зависимости от величины  $q$  — процентного содержа-

ния тепла, вводимого с жидким топливом. Подсчеты произведены на логарифмической линейке<sup>1</sup>. Результаты теплового исследования газожидкостного процесса приведены в табл. 1.

Выполненное теоретическое исследование требует некоторых оговорок и пояснений.

Как всякий тепловой расчет, так и данные серии их опираются на выбор ряда параметров, принимаемых за исходные. Только правильная оценка этих исходных величин может дать расчеты, характеризующие действительную или близкую к ней картину процесса в двигателе. В этом отношении некоторые возражения может встретить принятие для всех серий расчетов постоянными

$$p_a, p_r, T_0, T_r \text{ и } \xi.$$

То же можно сказать и в отношении принятия постоянных показателей линии расширения и сжатия ( $n_1 = 1,373$  и  $n_2 = 1,28$ ). Отказ от вариации указанных величин следует объяснить отсутствием достаточных данных не только в нашей, но и зарубежной литературе. В этих условиях индивидуальная оценка исходных параметров для каждого отдельного варианта вследствие известной произвольности привела бы лишь к несравнимости полученных результатов, а следовательно, и к искажению получающихся закономерностей.

Вообще говоря, при выборе показателей линии расширения и сжатия можно было бы идти двумя путями: или оценить их единичными величинами для всех вариантов, опираясь на опытные данные, или принимать эти показатели равными показателям кажущихся адиабат; первый путь при правильной оценке должен был бы приблизить расчетные величины к действительному процессу, второй должен дать несколько улучшенные против реального процесса результаты, но зато в последнем случае расчетный материал не ставился бы в зависимость от правильности принятой оценки.

В выполненных расчетах значения  $n_1$  и  $n_2$  приняты по индикаторным диаграммам экспериментального двигателя VM-145 при работе его на жидком топливе.

Степень повышения давления  $\lambda$  при протекании процесса по циклу Сабатэ выбрана увеличивающейся с уменьшением  $\alpha_1$ , как это и имеет место в действительности. Сама же величина  $\lambda$  для каждого  $\alpha_1$ , конечно, до известной степени произвольна.

Требуящим оговорок является также выбор переменных, в функции которых производится исследование.

Поскольку основными величинами, характеризующими рассматриваемый процесс, являются качество засасываемой смеси и процентное количество тепла, добавляемого с жидким топливом, естественно, что исследование должно вестись в зависимости от их величин. Однако отсутствие экспериментальных

<sup>1</sup> Подсчеты сделаны канд. техн. наук И. Н. Нигматулиным и инж. А. П. Пестровым.





данных затрудняет точное установление границы исследования, особенно нижний предел величины коэффициента избытка воздуха горючей смеси  $\alpha_1$ , при переходе через который будет происходить самовоспламенение ее при высоком значении  $\epsilon$  в двигателях Дизеля. Таким же образом трудно установить и нижний предел величины  $q$ , зависящий от четкости работы топливного насоса.

Проведенное тепловое исследование выявляет основные особенности газожидкостного процесса.

Как видно из табл. 1, присадки жидкого топлива, характеризующиеся величиной  $q$ , уменьшают величину коэффициента избытка воздуха на линии расширения  $\alpha_2$ . Считая предельной величиной присадки такую, при которой  $\alpha_2$  становится равным единице, следует констатировать, что с дальнейшим увеличением присадки жидкого топлива засасываемая смесь должна обедняться, т. е.  $\alpha_1$  увеличиваться.

При одинаковых  $\alpha_1$  и  $q$  среднее индикаторное давление по циклу Отто всегда больше, чем по циклу Сабатэ.

При каждом  $\alpha_1$  увеличение  $q$ , как уменьшающее  $\alpha_2$ , имеет следствием увеличение  $p_i$  как для одного, так и для другого цикла. Поэтому, если при работе двигателя достигнуто предельное значение  $\alpha_1$ , при котором еще не получается самовоспламенения засасываемой смеси, но развиваемая мощность недостаточна, то увеличение ее возможно или увеличением  $q$  или повышением  $\lambda$ , т. е. переходом от цикла Сабатэ к циклу Отто.

При одном и том же  $\alpha_2$   $p_i$  газожидкостного процесса при  $q=0$  за счет более высокой степени сжатия выше, чем в обычных газовых двигателях.

При одном и том же  $\alpha_2$   $p_i$  имеет наименьшее значение при работе только на одном газе, когда  $q=0$ , и наибольшее значение при работе только на жидком топливе, когда  $q=100\%$ . Таким образом присадка жидкого топлива, позволяя работать с малыми  $\alpha_2$ , характерными для газовых двигателей, дает более высокие значения  $p_i$ , чем в газовых двигателях.

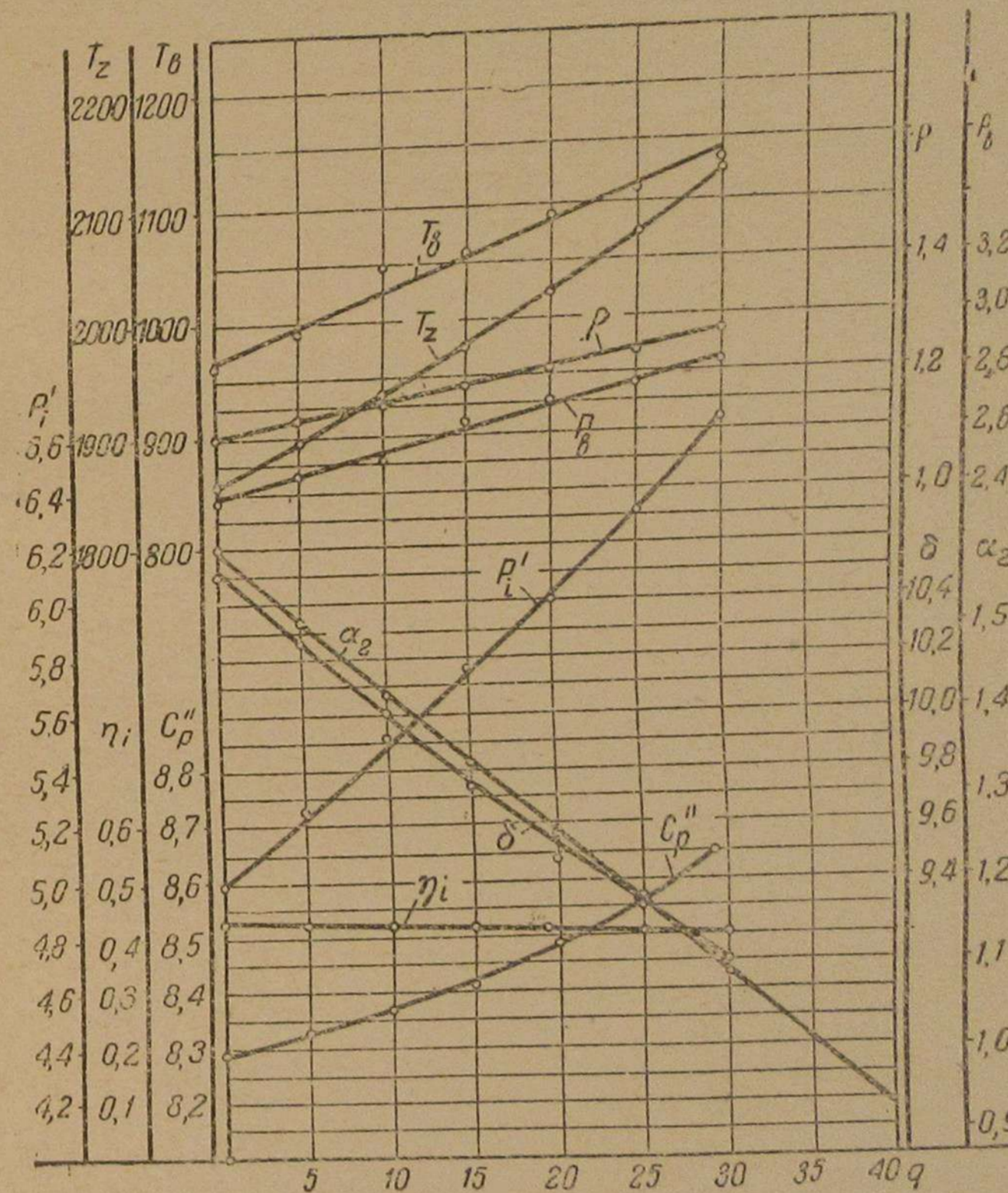
В условиях реального двигателя такое увеличение  $p_i$  происходит, конечно, только до определенного предела, характеризующего некоторой величиной  $q$  и обусловленного невозможностью сжигания больших количеств жидкого топлива при столь малых величинах  $\alpha_2$ .

При полной нагрузке двигателя Дизеля, несмотря на большую величину  $\alpha_2$ , имеют большее  $p_i$ , чем обычные газовые двигатели низкого сжатия при малых  $\alpha_2$ . Применяя же газожидкостный процесс, возможно получить такое же  $p_i$ , как и в двигателях Дизеля, но ценою той или другой величины  $q$ .

Если величина  $q$  должна быть небольшой, то сохранение двигателем Дизеля его мощности возможно только в том случае, если его  $p_i$  при полной нагрузке не слишком велико, т. е.  $\alpha_2$  не слишком мало. Именно этим объясняется, что при переводе

на газ с присадкой 10 или 20% жидкого топлива стационарные двигатели большей частью сохраняют свою нормальную мощность, а автомобильные и тракторные двигатели снижают ее.

Степень повышения давления  $\lambda$  при работе по циклу Отто увеличивается при возрастании  $q$  как при постоянном  $\alpha_1$ , так и при постоянном  $\alpha_2$ , хотя в последнем случае  $\alpha_1$  и убывает. Это, как и увеличение  $p_i$ , является, конечно, следствием происходящего при этом увеличения теплотворной способности смеси.



Фиг. 1.

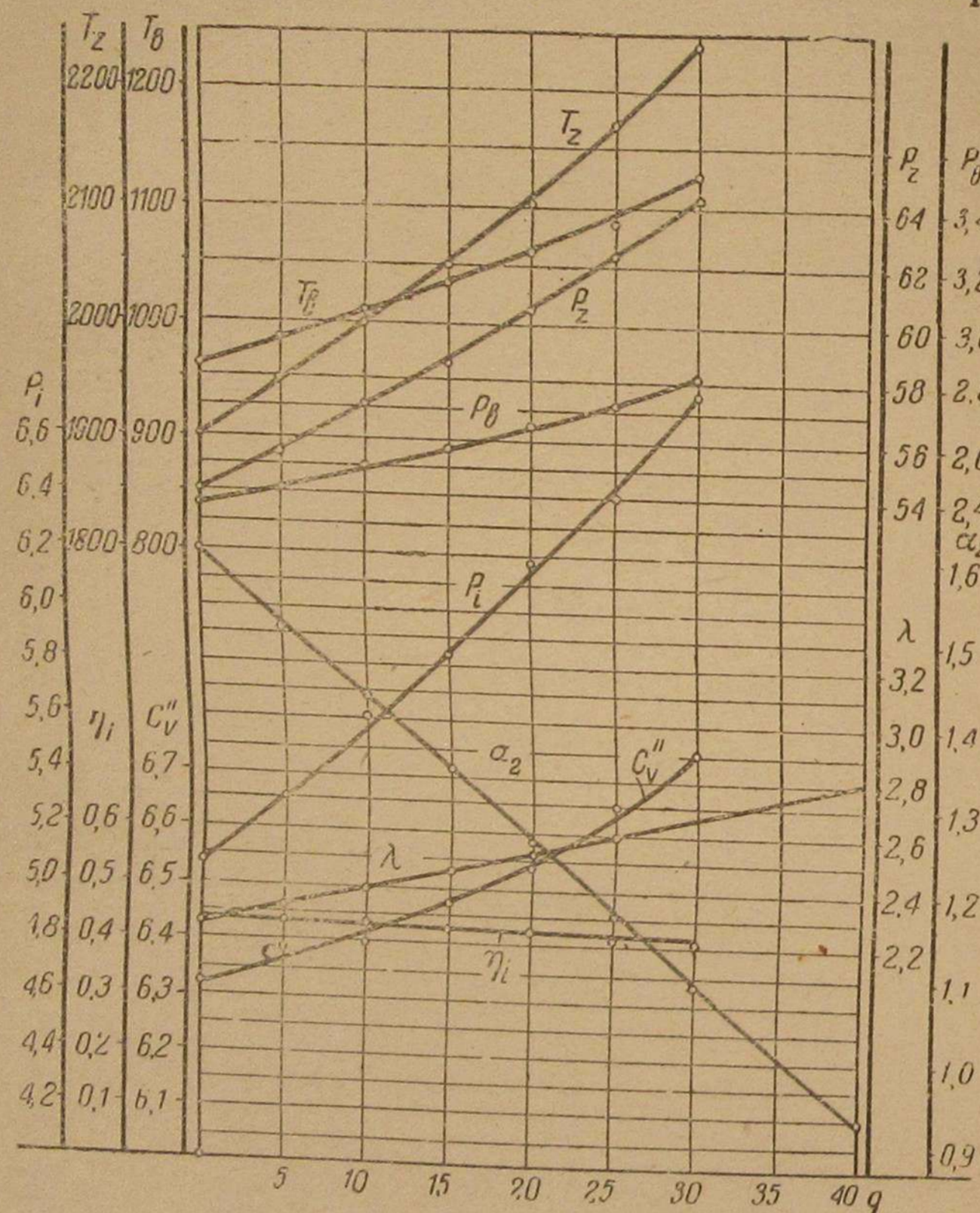
Индикаторный к. п. д.— $\eta_i$  при одинаковых условиях для цикла Отто выше, чем для цикла Сабатэ. При этом при осуществлении газожидкостного процесса, вследствие более высокой степени сжатия,  $\eta_i$  оказывается более высоким, чем в обычных газовых двигателях.

При постоянном  $\alpha_1$   $\eta_i$  падает с увеличением  $q$ , что является следствием уменьшения  $\alpha_2$ . Наоборот, при постоянном  $\alpha_2$  и постоянном  $\lambda$   $\eta_i$  с увеличением  $q$  увеличивается, что связано с природой топлива. При уменьшающемся  $\lambda$   $\eta_i$  при тех же условиях примерно постоянно.

Изменение  $q$  при  $\alpha_1 = \text{const}$  имеет место на практике в двигателях, имеющих связь регулятора с топливным насосом, когда подача газа, регулируемая в этом случае от руки, остается неизменной.

Обычный способ регулирования, когда подача жидкого топлива постоянна, а меняется подача газа, находящаяся под воздействием регулятора, характеризуется работой с переменными как  $\alpha_2$ , так и  $q$ .

Для иллюстрации выявленных исследованием зависимостей на фиг. 1 и 2 показано для примера изменение параметров



Фиг. 2.

процесса в зависимости от  $q$  для  $\alpha_1 = 1,6$  при работе двигателя по циклу Сабатэ и циклу Отто.

На фиг. 3 показаны зависимости главнейших параметров процесса для цикла Сабатэ при постоянном  $\alpha_2 = 1,6$  при изменении  $q$ .

Цифровой материал табл. 1 позволяет построить зависимости и по другим признакам.

Проведенное теоретическое исследование представляет большой интерес тем, что с достаточной точностью освещает характер

изменения основных параметров теплового процесса и ориентирует в их величине, хотя оговоренные выше условности выбора исходных величин не позволяют рассчитывать на полное совпадение расчетных данных с экспериментальными.

### ОПЫТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ И ИСПЫТАНИЕ ЕГО НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

После выяснения в результате теоретического исследования характера основных зависимостей при газожидкостном процессе и порядка величин, которые можно получить при переводе на газ с присадкой жидкого топлива двигателя жидкого топлива высокого сжатия, была начата экспериментальная часть работы.

Для проведения опытов был выбран четырехтактный двухцилиндровый бескомпрессорный двигатель Дизеля со струйным распыливанием топлива завода Deutz VM-145.

Основные данные этого двигателя таковы:

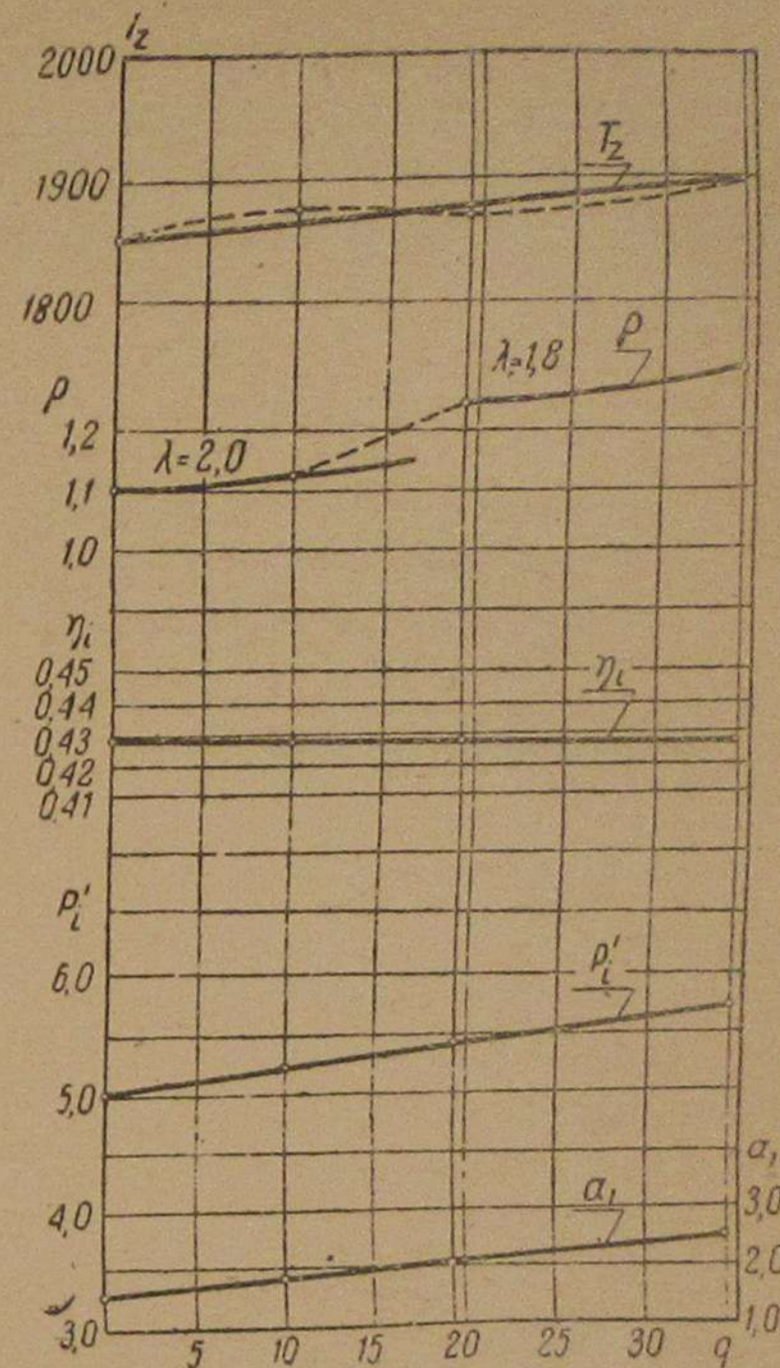
диаметр цилиндра . . . . .	280 мм
ход поршня . . . . .	450 "
число цилиндров . . . . .	2
число оборотов . . . . .	300 об/мин
мощность . . . . .	100 л. с.
степень сжатия . . . . .	11,6
опережение подачи топлива . . . . .	37° (по углу поворота коленчатого вала)

механический к. п. д. при полной нагрузке в 100 л. с. при  $n = 300$  об/мин . . . . . 82%

### Фазы распределения

начало всасывания . . . . .	15° до в.м.т.
конец всасывания . . . . .	40° после н.м.т.
начало выхлопа . . . . .	60° до н.м.т.
конец выталкивания . . . . .	14° после в.м.т.

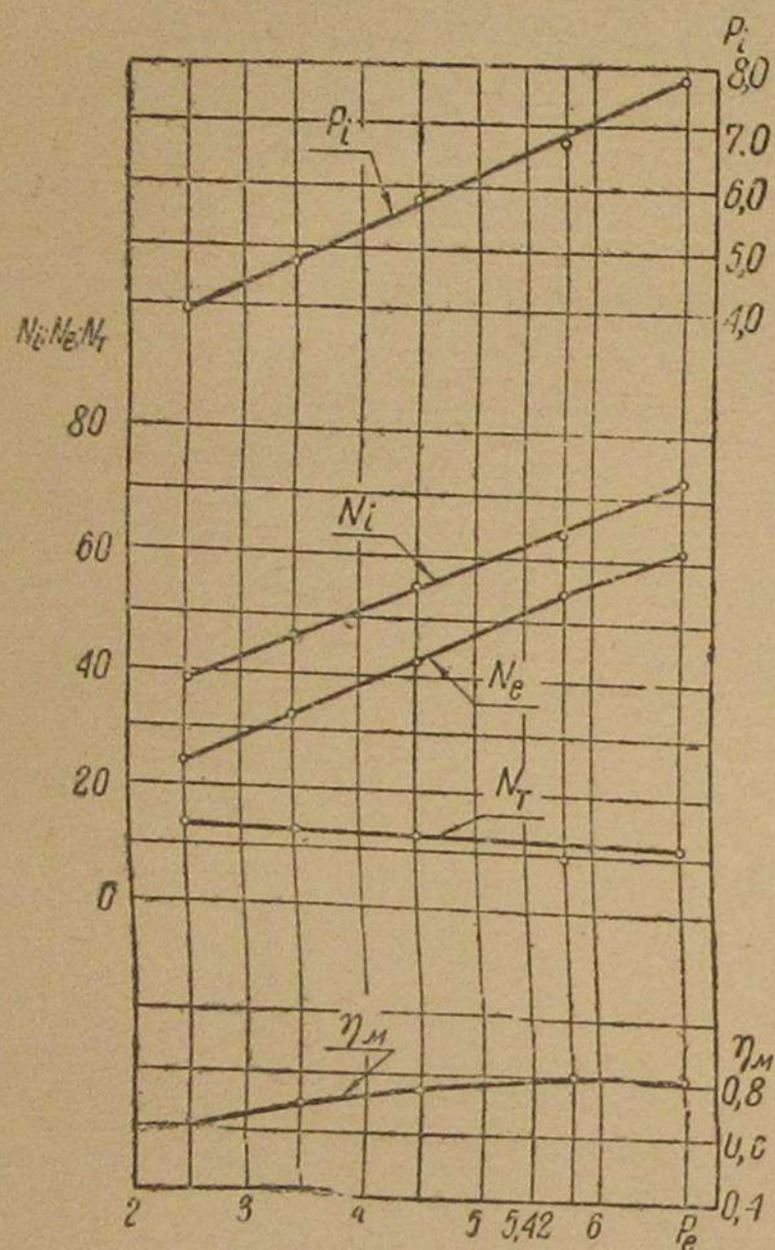
Поскольку данная работа имела целью нахождение способа перевода двигателей подобного типа на газ с присадкой жидкого топлива и установления оценки газожидкостного процесса по сравнению с таковым только на жидком топливе, необходимо было получить контрольную характеристику двигателя только



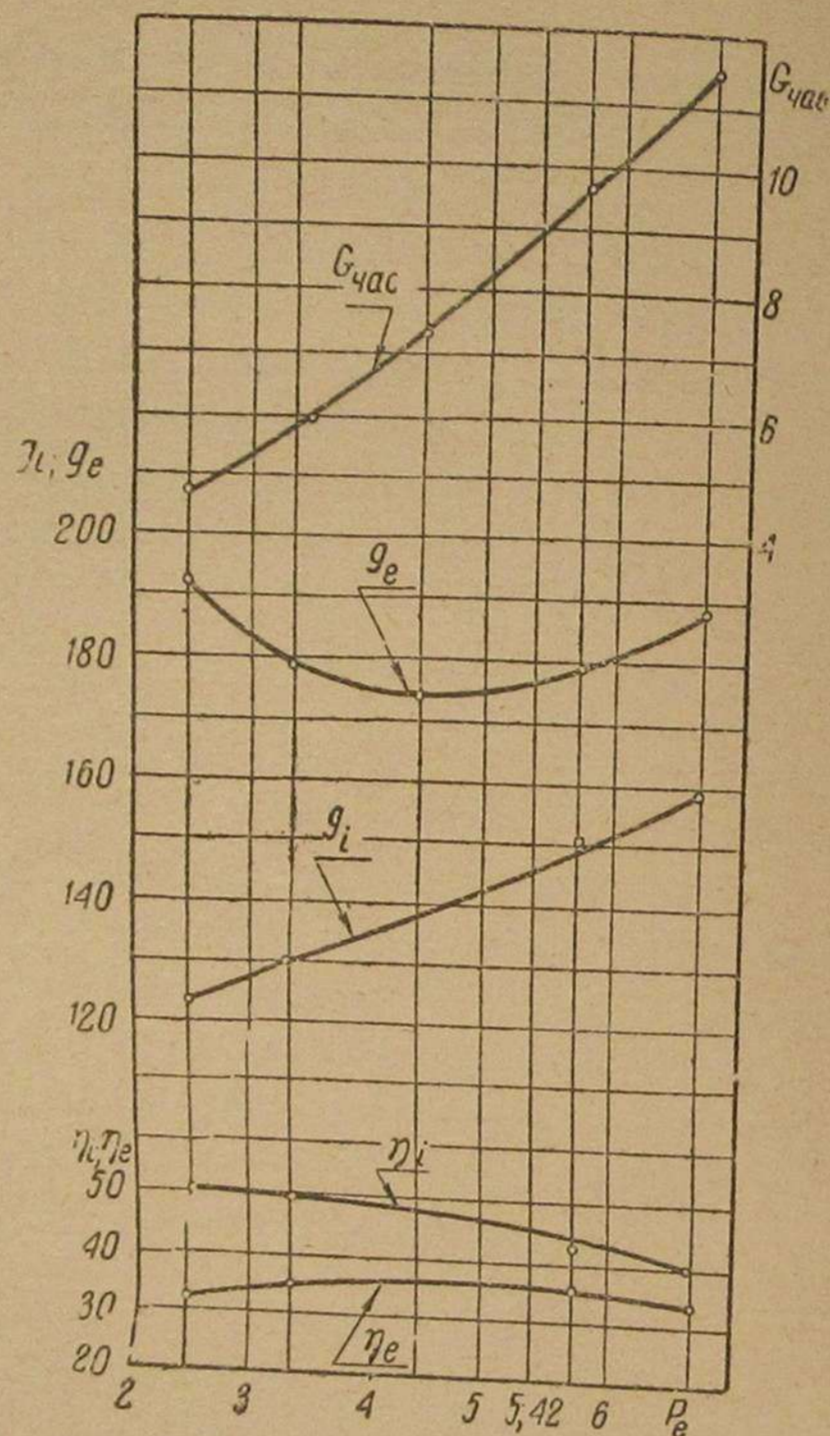
Фиг. 3.

на жидком топливе, которая в дальнейшем могла бы служить эталоном для сравнения с результатами, полученными на двух топливах.

В целях упрощения экспериментов, как испытание на жидком топливе, так и последующие испытания на газе с присадкой жидкого топлива проводились только на одном цилиндре, а именно — втором цилиндре от маховика. Первый цилиндр был



Фиг. 4.



Фиг. 5.

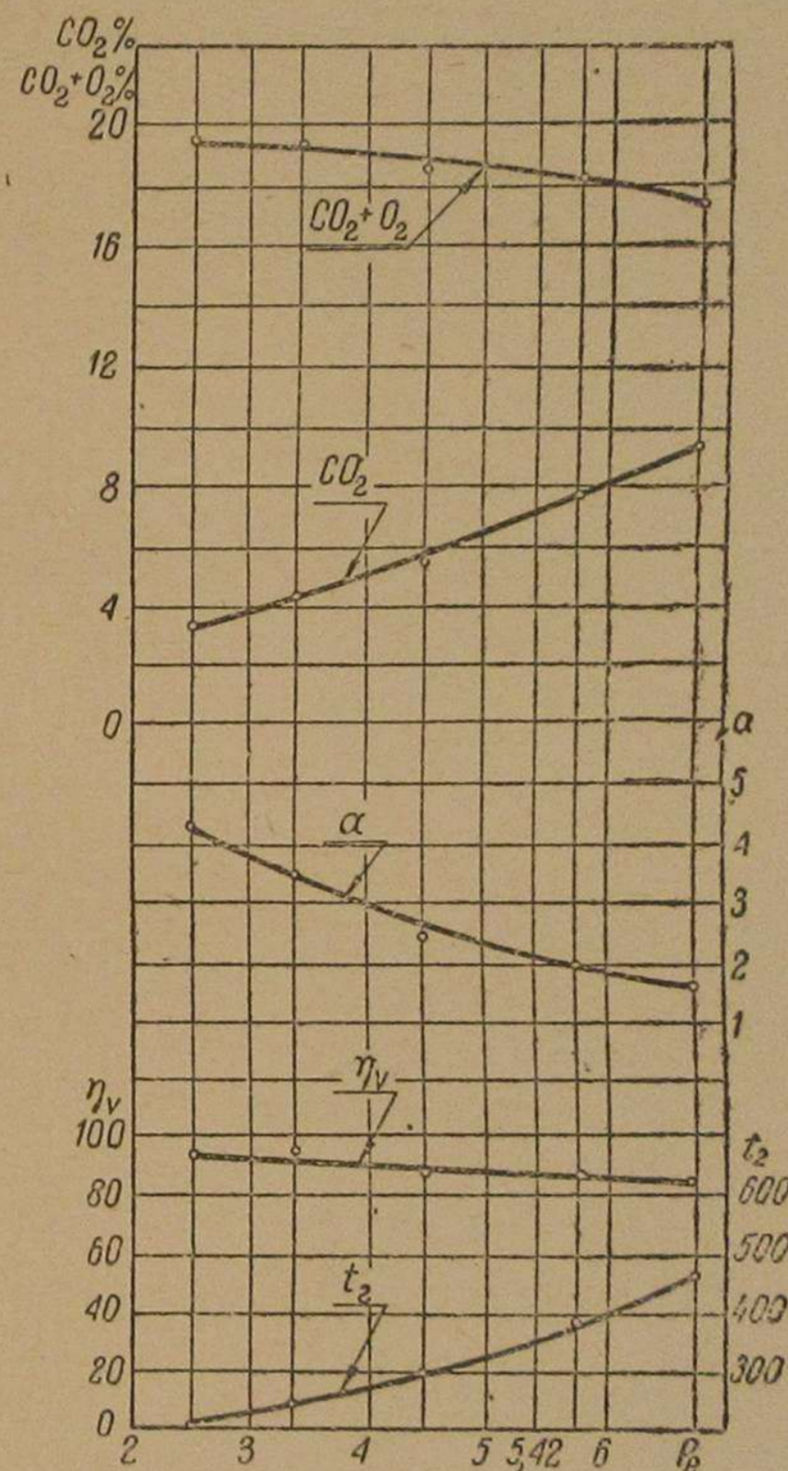
выключен (в него не подавалось топливо, но поршень из него не вынимался).

Оценка трения выключенного цилиндра была произведена по величине среднего индикаторного давления в работающем цилиндре. Увеличением нагрузки на тормозе среднее индикаторное давление было поднято до величины среднего индикаторного давления при работе двигателя с полной нагрузкой на двух цилиндрах. Эта нагрузка на тормозе была принята за нормальную. Разность между половиной нагрузки на тормозе при работе на двух цилиндрах и полученной полной нагрузкой для одного цилиндра соответствовала трению неработающего цилиндра. Прибавляя эту величину к фактическим показаниям тормоза, получали нагрузки, как большие, так и меньшие нормальной.

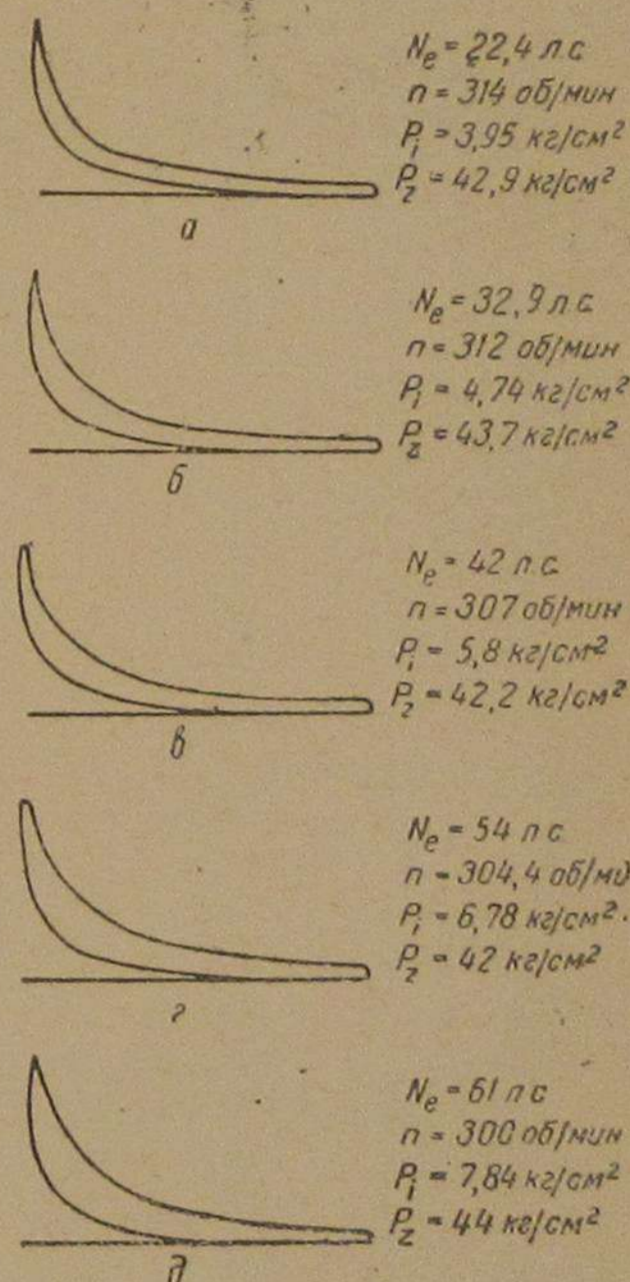
При проведении указанных опытов температура воды в не работавшем цилиндре поддерживалась такой же, как и при его работе.

Определение поправки на трение выключенного цилиндра было произведено и другими способами. Результаты оказались практически совпадающими.

Контрольное испытание двигателя при работе его на одном цилиндре проведено по нагрузке. Результаты испытания по-



Фиг. 6.



Фиг. 7.

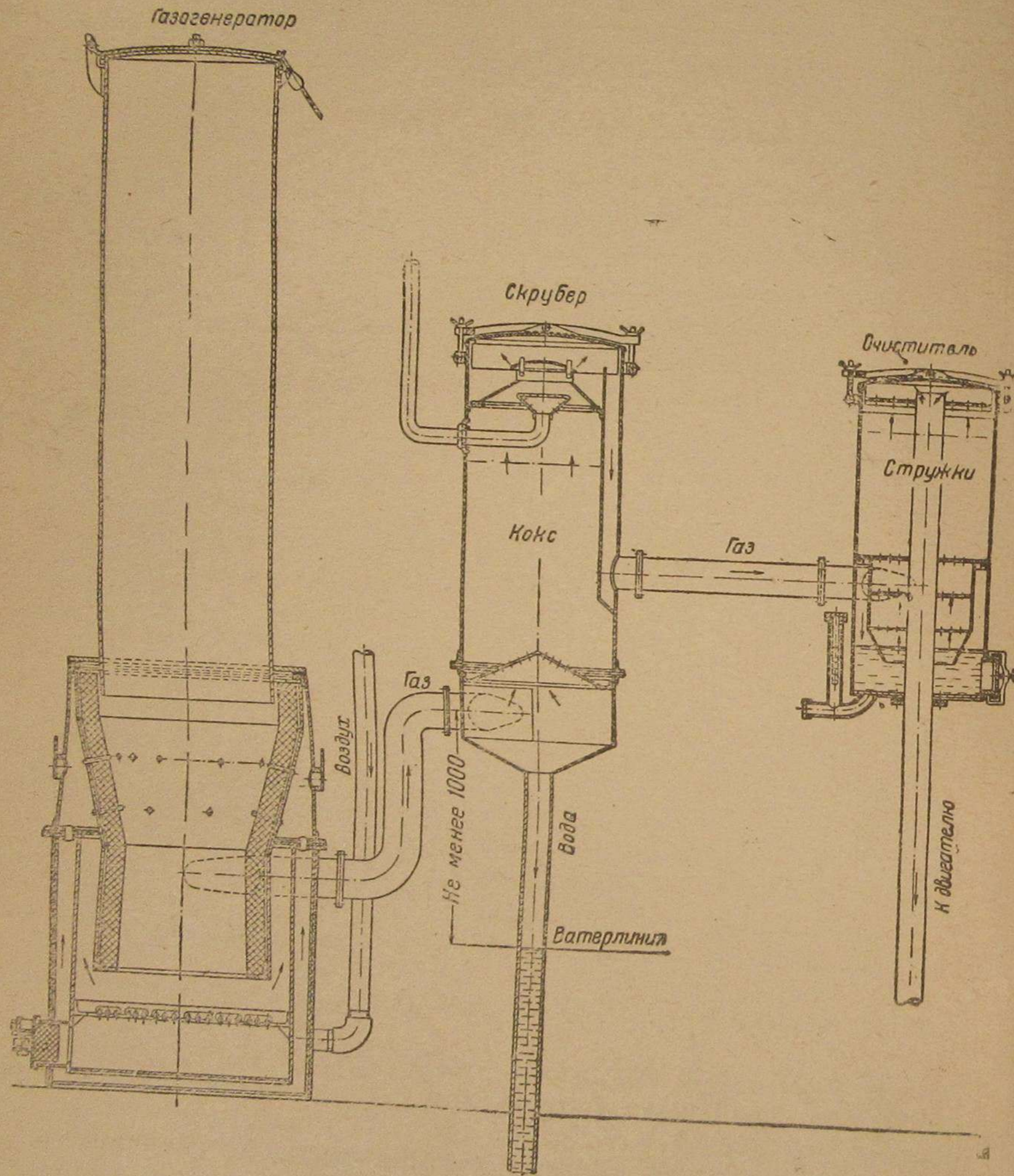
казаны на графиках фиг. 4, 5 и 6, а индикаторные диаграммы — на фиг. 7.

Двигатель, как и всегда, показал высокую перегрузочную способность и хорошую экономичность. При полной нагрузке, соответствующей  $p_e = 5,42 \text{ кг/см}^2$ , двигатель имел  $p_i = 6,6 \text{ кг/см}^2$ ,  $\eta_m = 82\%$ ,  $g_e \approx 180 \text{ г/э.с.ч.}$ ,  $\eta_e \approx 35\%$ , коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 2$ , коэффициент подачи  $\eta_v = 88\%$ , температуру выхлопных газов (измеренную у клапана)  $t_r = 370^\circ \text{ Ц}$  и максимальное давление сгорания  $p_z = 42 \text{ кг/см}^2$ .

Испытание показало хорошее состояние двигателя и возможность перехода к следующей части работы.

ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ УСТАНОВКИ И ДВИГАТЕЛЯ  
ДЛЯ РАБОТЫ НА ГАЗЕ С ПРИСАДКОЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Для питания двигателя газом в соседнем помещении был установлен судовой газогенератор ЦНИИРФ-7 производитель-

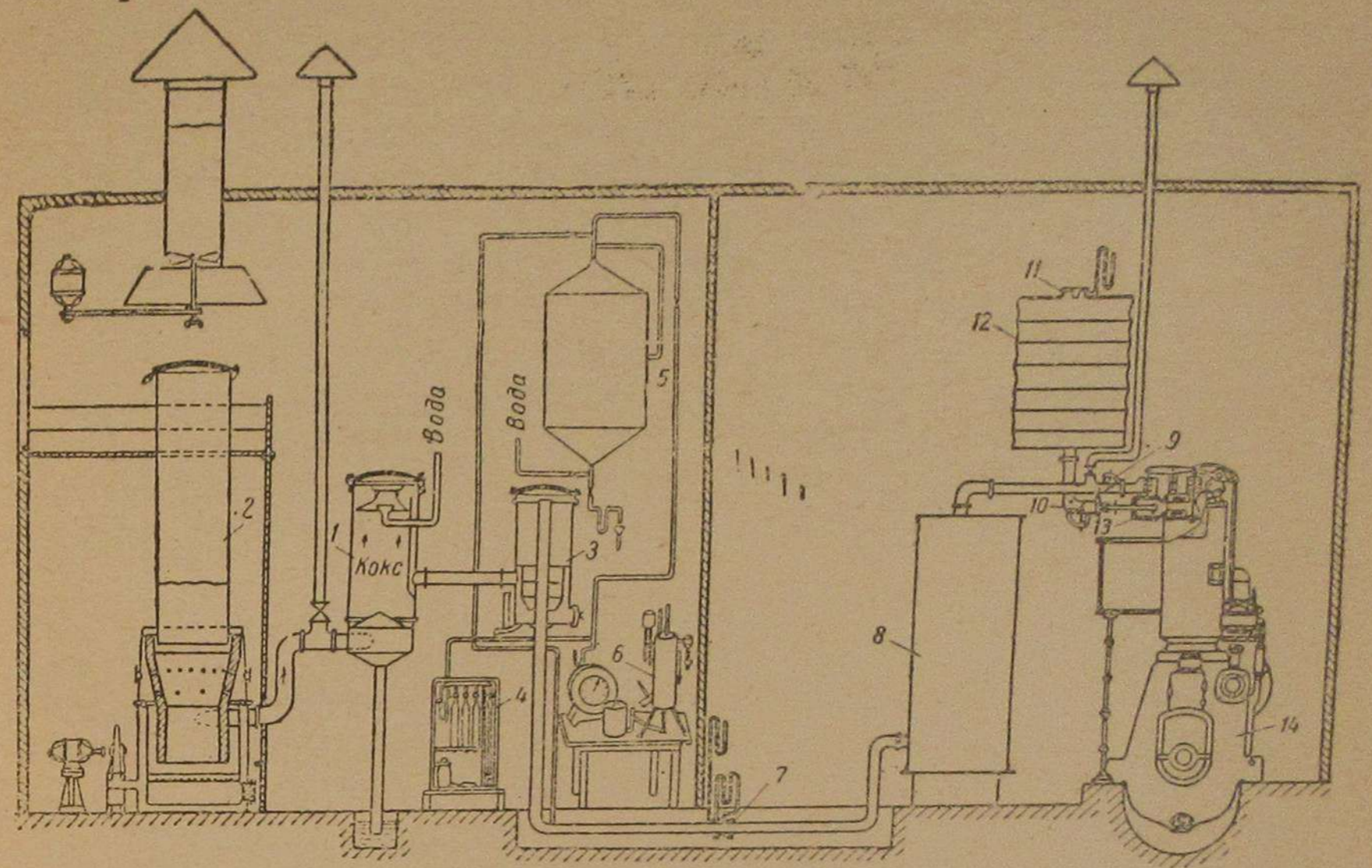


Фиг. 8.

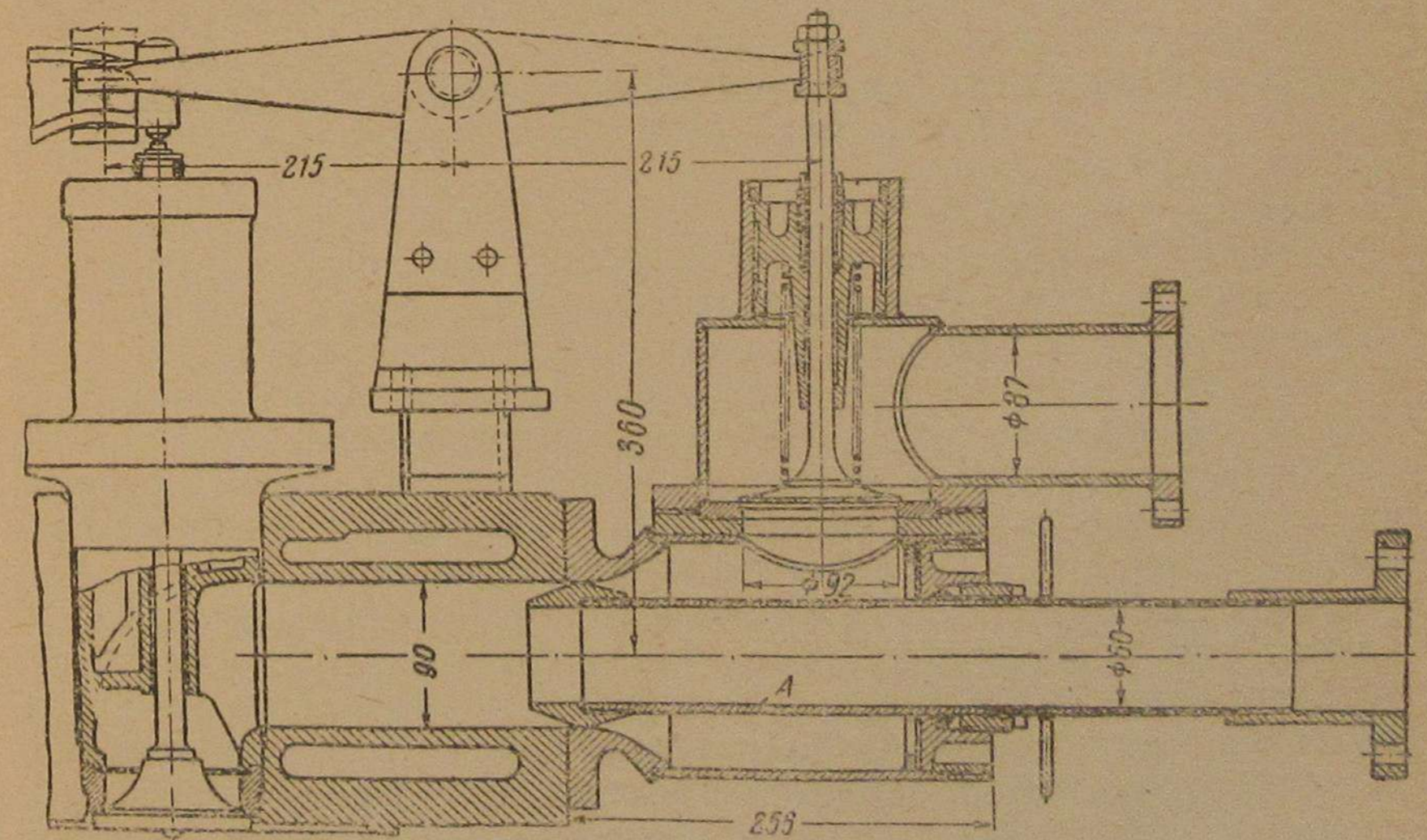
ностью на 75 л. с., скруббер и сухой очиститель. Схема установки ясна из фиг. 8 и 9.

Первоначальная переделка двигателя заключалась в подводе к нему газа и воздуха, установке специального смешительного устройства и органов регулирования.

Смесительное устройство, показанное на фиг. 10, непосредственно присоединялось к всасывающему патрубку крышки цилиндра. Движение к клапану передавалось специальным рычагом



Фиг. 9.



Фиг. 10.

от рычага всасывающего клапана двигателя. Регулировкой зазора в месте сочленения рычагов можно было получить запаздывание открытия газового клапана. Количество засасываемого газа

регулировалось изменением сечения выходного отверстия, прикрываемого наконечником передвижной трубы, по которой внутрь смесителя подводится воздух.

Некоторая сложность смесительного устройства (фиг. 10), выразившаяся в установке дополнительного клапана с принудительным открытием, была вызвана желанием устранить заброс воздуха в газовую линию и ресивер, возможный при наличии в трубопроводах колебаний и пониженном давлении газа. Установка клапана устраняла возможность взрывов в трубопроводах и ресивере, вероятную у данного двигателя, вследствие большой перекрыши клапанов, которую нельзя устранить, так как распределительный вал и кулачки представляют одно целое.

Регулирование количества засасываемого газа производилось от руки поворотом воздушной трубы. Кроме этого, для ручной регулировки были поставлены дроссельные заслонки. Воздействие регулятора при данной схеме осуществлялось только на топливный насос.

Кроме указанного изменения в системе питания двигателя, вся установка была оборудована измерительными устройствами и аппаратурой для проведения испытаний на газе с присадкой жидкого топлива в соответствии со схемой, показанной на фиг. 9.

Установленная аппаратура допускала измерение расходов жидкого и газового топлив, анализ генераторного газа и продуктов сгорания, калориметрирование, замеры расхода воды, температур воздуха, воды, газа, продуктов сгорания, мощности по тормозу и снятие индикаторных диаграмм.

#### НАЛАДКА ДВИГАТЕЛЯ И ИСПЫТАНИЕ ЕГО ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ ГАЗА ОТ РУКИ

Работы по переводу двигателя на газ с присадкой жидкого топлива были начаты с простейшего случая, когда под воздействием регулятора находится топливный насос, а подача газа в зависимости от нагрузки устанавливается от руки.

При этом способе регулирования при каждой нагрузке двигателя, изменяя от руки количество всасываемого газа, можно работать с любым количеством жидкого топлива. Таким образом, изменение нагрузки двигателя при постоянной подаче газа вызывает изменение количества жидкого топлива. При резком снижении нагрузки подача жидкого топлива прекращается. Смесь в цилиндре перестает воспламеняться и двигатель предохраняется, таким образом, от разноса. Такая работа двигателя не является, конечно, нормальной. Двигатель работает с пропусками; в выхлопном трубопроводе от времени до времени происходят резкие хлопки, требующие уменьшения количества засасываемого газа.

Пуск двигателя производится на жидком топливе. Газ включается после достижения нормального числа оборотов.

Рассмотренный способ регулирования не только удобен для изучения газожидкостного процесса, но и представляет промышлен-

ный интерес. Переделка двигателя на газ с присадкой жидкого топлива по этому способу очень проста и сводится только к присоединению к двигателю газового трубопровода с дросселем, воздушного патрубка с дросселем и смесительного устройства. О количестве расходуемого жидкого топлива машинист судит по положению муфты регулятора, изменяя его до нужной величины соответствующим воздействием на газовую дроссельную заслонку. Ухудшение качества газа как вследствие плохого топлива, так и при шуровке и загрузке газогенератора не вызывает падения мощности двигателя.

Однако такой способ регулирования, особенно в установках с частыми резкими колебаниями нагрузки, дает больший расход жидкого топлива, чем в том случае, когда подача жидкого топлива устанавливается постоянной для всех режимов, а регулирование производится только за счет изменения количества газа. Кроме того, воздействие на газ от руки требует от обслуживающего персонала большего внимания.

Опыты на газе с присадкой жидкого топлива при описанном способе регулирования двигателя, ставившие своей целью освоение газожидкостного процесса и выявление величины потребных присадок, производились вначале при нагрузке двигателя, близкой к полной.

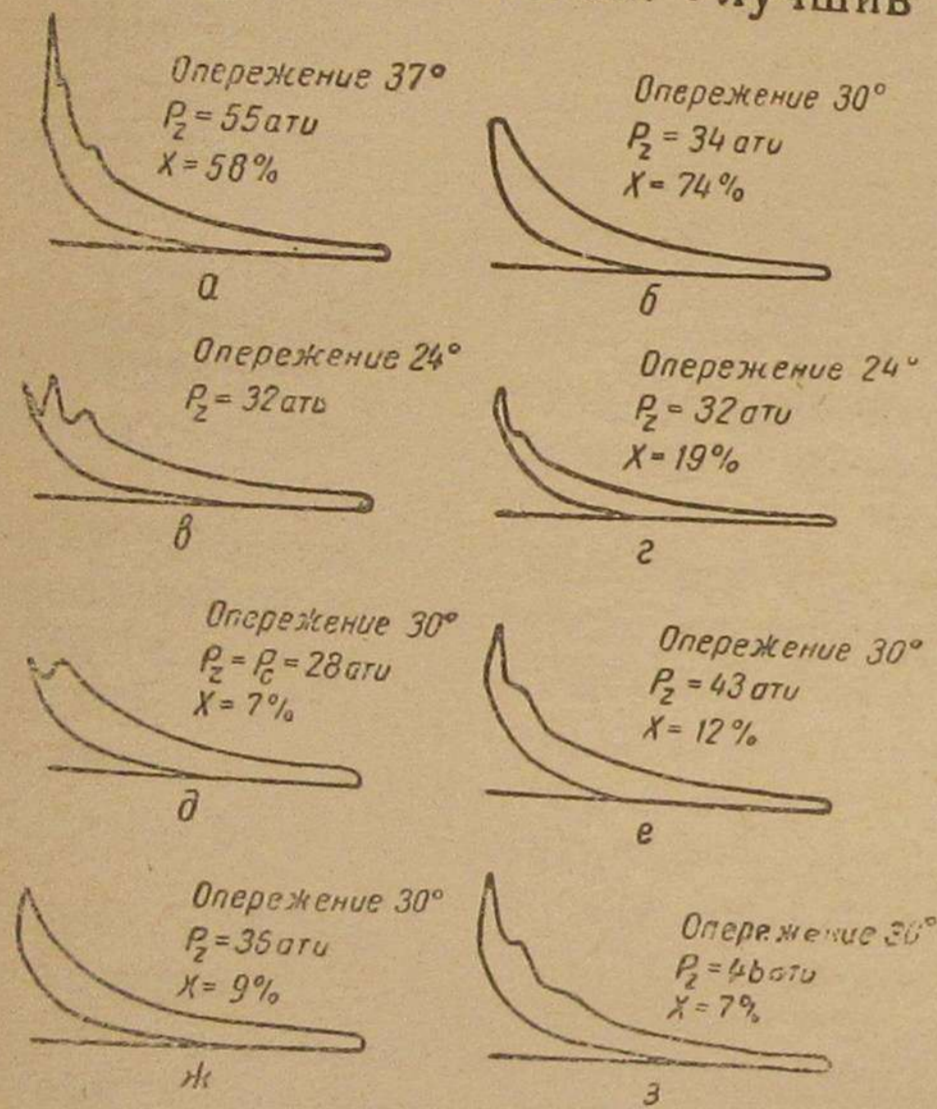
Первые испытания двигателя показали при  $p_e = 5,8 \text{ кг/см}^2$  (53,5 л. с. при  $n = 300$  об/мин) расход жидкого топлива (солярового масла)  $g_e = 104 \text{ г/э. с. ч.}$  и  $g_e = 72,5 \text{ г/э. с. ч.}$ , что составляет  $x = 58$  и  $40\%$  от нормального расхода только на жидком топливе, за который как здесь, так и в дальнейшем принимался удельный расход в  $180 \text{ г/э. с. ч.}$  Температура выхлопных газов получалась при этом  $434$  и  $428^\circ \text{C}$  соответственно.

Дальнейшее снижение расхода жидкого топлива было невозможно, так как двигатель работал жестко и уже при этих расходах имел максимальное давление сгорания около  $50-60 \text{ кг/см}^2$  вместо нормальных  $40-42 \text{ кг/см}^2$  только на жидком топливе. Индикаторные диаграммы (фиг. 11, а) имели неправильную форму, указывая на раннюю вспышку.

При уменьшении опережения с  $37$  до  $30^\circ$  диаграмма улучшилась,  $p_z$  понизилось, и машина работала совершенно спокойно. Однако при  $N_e = 50 \text{ л. с.}$ ,  $p_e = 5,5 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 295$  об/мин  $g_e$  увеличилось до  $133 \text{ г/э. с. ч.}$  (диаграмма фиг. 11, б), т. е. до  $74\%$  жидкого топлива. При опережении в  $24^\circ$  при  $N_e = 49 \text{ л. с.}$  форма индикаторной диаграммы уже сильно искажалась (диаграмма фиг. 11, в), и расход жидкого топлива еще более увеличивался. Попытка обогащения смеси для снижения расхода жидкого топлива вызывала резкое повышение давления, жесткую работу машины и снижение мощности. Теплотворная способность газа при этих опытах была порядка  $850 \text{ кал/м}^3$  ( $0^\circ \text{C}$ ,  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ). При нагрузке в  $25 \text{ л. с.}$  и том же качестве засасываемой смеси, несмотря на несколько неправильную форму диаграммы (фиг. 11, г), двигатель работал лучше. При этом расход жидкого топлива составлял  $G_{\text{час}} = 1,72 \text{ кг/час}$ , т. е. относя его к нормальной

мощности двигателя, 34,6 г/э.с.ч., что составляет 19%. Таким образом наметилось, что для снижения расхода жидкого топлива при полной нагрузке двигателя необходимо повышение теплотворной способности генераторного газа и увеличение количества смеси, вводимой в двигатель. В проведенных опытах обогащение смеси производилось сперва открытием газового дросселя, а затем прикрытием воздушного дросселя, что вызывало падение давления начала сжатия в некоторых опытах до 0,67 кг/см<sup>2</sup>. Такое воздействие на воздушный дроссель могло вызываться недостаточным сечением для прохода газа.

Опыт работы без сопла для определения расхода газа не дал никаких изменений. Улучшив качество генераторного газа, удалось получить устойчивую работу двигателя при 49 л. с. даже с расходом жидкого топлива  $G_{\text{час}} \approx 0,6$  кг/час, т. е. с относительным расходом жидкого топлива  $x \approx 7\%$ .



Ф. -1.

Учитывая, что попадание воздуха происходит вследствие имевшейся где-то неплотности топливного насоса, были притерты все его клапаны, а затем была заменена втулка перепускного клапана. Повидимому, неплотность была именно в этой втулке, так как после замены ее насос стал подавать дозы топлива в 5—7% неограниченно длительное время.

Ввиду того что в предыдущих опытах для работы машины приходилось устанавливать сильное разрежение при всасывании, в результате чего могло иметь место переобогащение засасываемой смеси, был проведен ряд мероприятий по уменьшению сопротивлений на воздушной линии. После того как была вынута воздушная труба А в смесительном устройстве (фиг. 10), двигатель, несмотря на ухудшение смесеобразования, стал работать лучше. Поэтому все последующие опыты проводились без трубы А.

Двигатель теперь не только развивал нормальную нагрузку (50 л. с. при  $n = 300$  об/мин) с присадкой жидкого топлива в 5—15%, но мог работать и с перегрузкой до 115% от нормальной мощности, однако при увеличенной присадке жидкого топлива.

В процессе проведения этих регулировочных опытов было замечено, что величина присадки жидкого топлива и форма индикаторных диаграмм недостаточно стабильны (диаграммы е, ж и з фиг. 11), завися, повидимому, от состава газа и его калорийности. Не определяя расхода газа и его теплотворной способности, можно было видеть, что хорошие индикаторные диаграммы и малые присадки топлива бывают при нагрузке генератора более короткими и более мелко наколотыми сухими дровами; при сырых крупных дровах получались худшие результаты.

Для получения количественной оценки газо-жидкостного процесса и выявления его особенностей было проведено несколько серий опытов.

Первая серия опытов была проведена при угле опережения подачи жидкого топлива в 30° в зависимости от нагрузки двигателя. Относительный расход жидкого топлива  $x$  поддерживался около 15%. Двигатель работал при несколько повышенном числе оборотов. Теплотворная способность газа составляла около 1050—1150 кал/м<sup>3</sup> при 0°Ц и 760 мм рт. ст.

Результаты опытов даны на фиг. 12.

Как видно из фиг. 12, двигатель на газе с присадкой жидкого топлива мог работать с перегрузкой в 12% от нормальной, но с относительным расходом жидкого топлива в 37,2%. Максимальное давление сгорания при малых нагрузках получалось весьма умеренным. При полной нагрузке за счет обогащения смеси оно повысилось до 57,5 ати; при перегрузке за счет увеличения жидкого топлива оно снизилось до 47 ати. Экономичность двигателя оказалась невысокой: при полной нагрузке всего лишь около 24%.

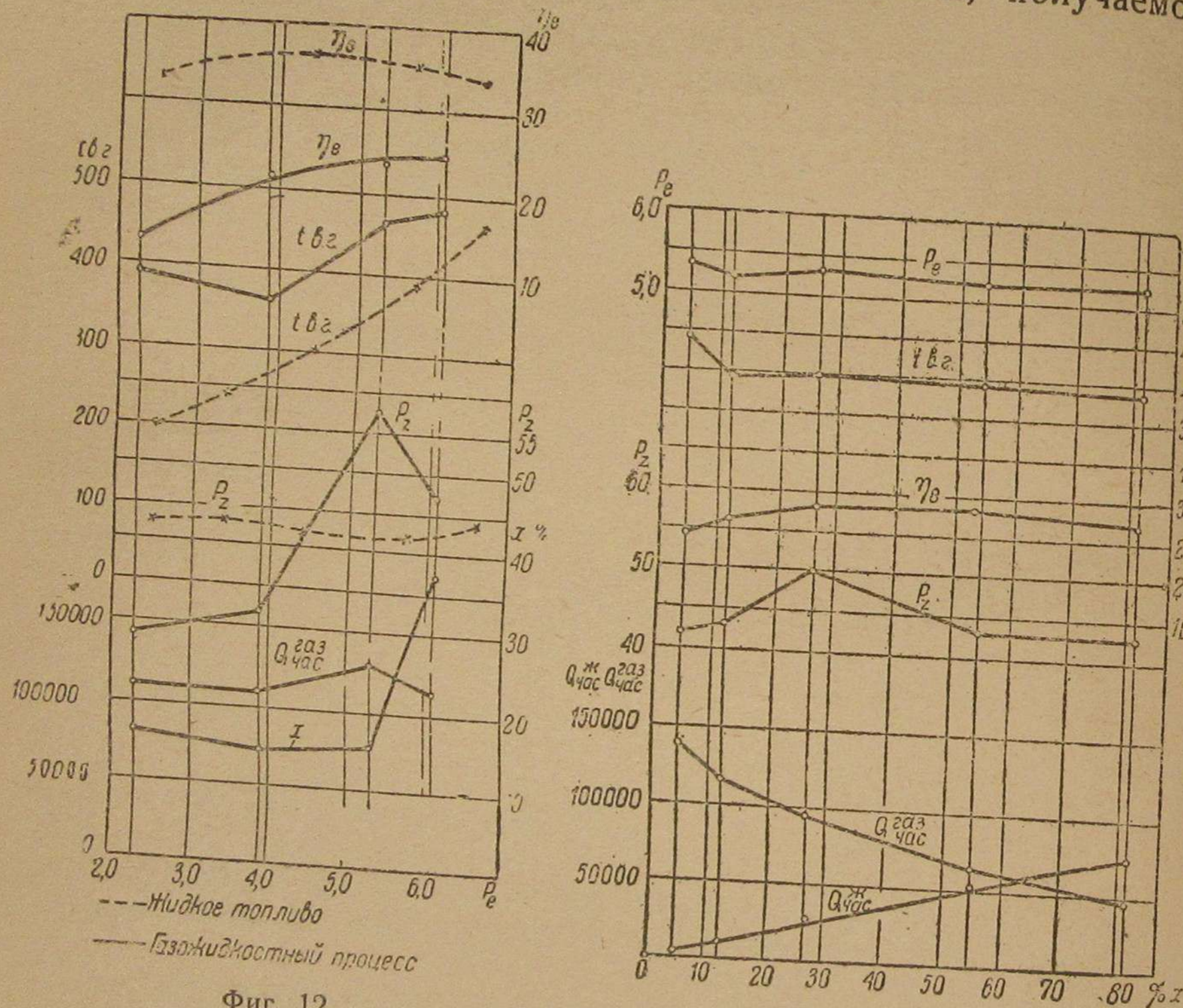
Необычное изменение по нагрузке температуры выхлопных газов объясняется воздействием при малых нагрузках не только на дроссель газа, но и на дроссель воздуха. При полной нагрузке температура выхлопных газов при работе на газе с присадкой жидкого топлива получается выше, чем при работе на жидком, как вследствие повышенного расхода топлива, так и вследствие природы топлива, как это было выявлено в тепловом исследовании.

Первая серия опытов показала, что бескомпрессорный дизель путем весьма примитивного переоборудования легко может быть переведен на газ с присадкой жидкого топлива (около 15%) и даже при плохом протекании теплового процесса может развивать почти ту же перегрузку, как и на жидком топливе, но ценой несколько большего его расхода.

Вторая серия опытов, проведенная при том же состоянии двигателя, ставила целью выявить изменение его параметров

при нагрузке, близкой к полной ( $p_e = 5,19 - 5,34 \text{ кг/см}^2$ ), но при переменной величине присадки жидкого топлива. Результаты опытов этой серии даны на фиг. 13.

В этой серии опытов  $p_z$ , за исключением опыта при  $x = 26,9\%$ , имеет почти постоянную величину  $\sim 42 \text{ кг/см}^2$ , т. е. такую же, как и на жидком топливе. Эффективный к. п. д. колеблется в пределах  $24,5 - 28,5\%$ , т. е. на уровне величины, получаемой



Фиг. 12.

Фиг. 13.

в двигателях, работающих по циклу Отто. Температура выхлопных газов с увеличением  $x$  падает.

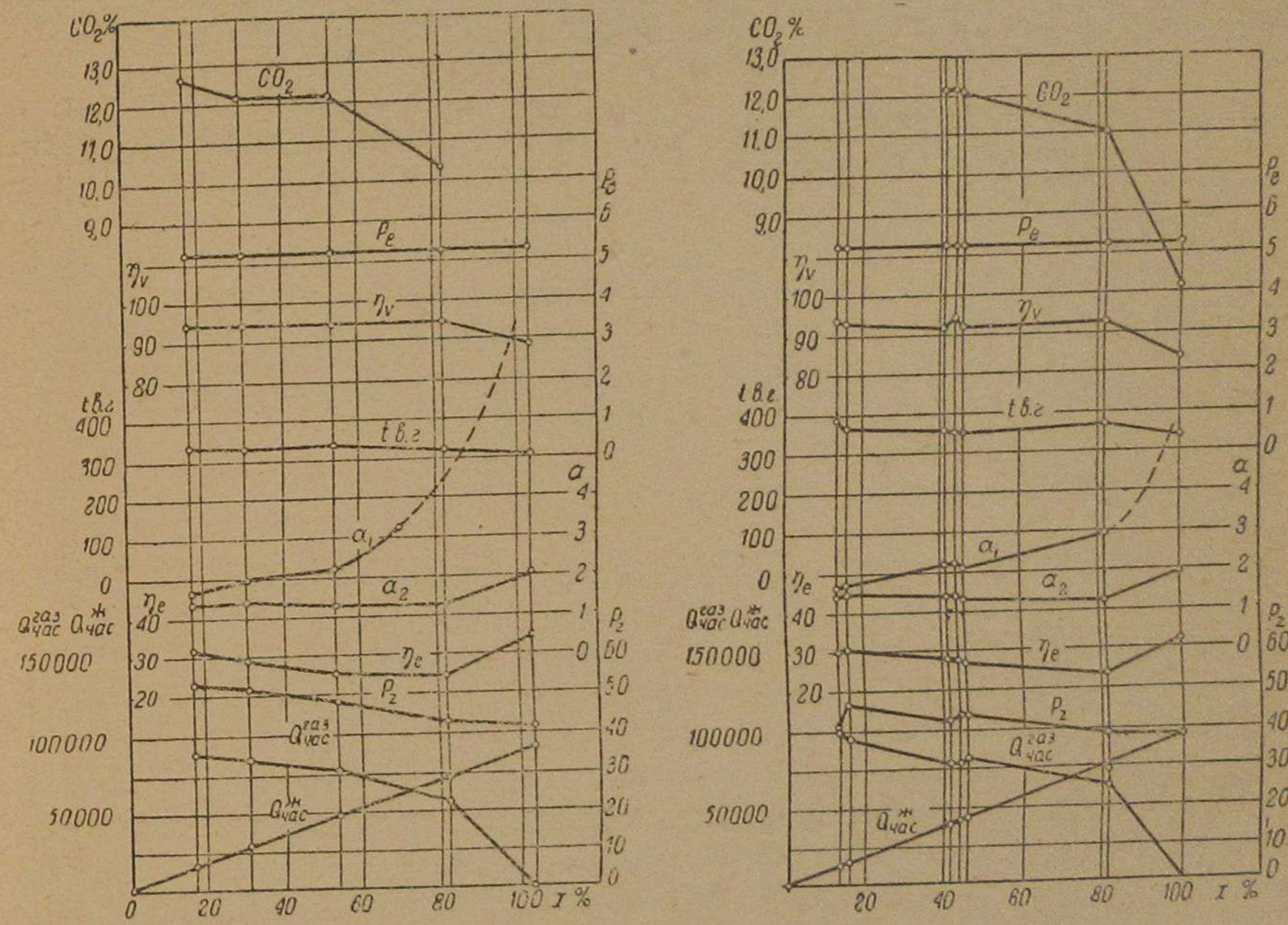
Третья, четвертая и пятая серии опытов были проведены при постоянном  $p_e = 5,25 \text{ кг/см}^2$  по относительному расходу жидкого топлива после подрегулировки двигателя при трех опережениях  $37, 33,5$  и  $30^\circ$ . Теплотворная способность газа была принята равной  $1122 \text{ кал/м}^3$ . Результаты опытов (3-й, 4-й и 5-й серий) даны на диаграммах фиг. 14 и 15. В третьей серии можно было провести только два опыта: один только на жидком топливе и другой с присадкой в  $73\%$ . При опережении в  $37^\circ$  при уменьшении  $x$  ниже  $73\%$   $p_z$  поднялось выше  $55 \text{ атм}$ , и опыты пришлось прекратить.

В 4-й и 5-й сериях  $x$  изменялось от 100 до  $15\%$ . Нагрузка во всех опытах поддерживалась постоянной. Увеличение числа

оборотов с уменьшением  $x$  является характерной особенностью принятой системы регулирования.

Эффективный к. п. д. в 4-й и 5-й сериях достигает большей величины, чем в 1-й и 2-й сериях. Характер изменения его в зависимости от  $x$ , одинаковый для 4-й и 5-й серий, резко отличается от такового во 2-й серии и от результатов некоторых граничных экспериментальных исследований.

Однако такой характер изменения  $\eta_e$  становится понятным, если обратить внимание на резкое падение  $\alpha_2$  при переходе с жидкого топлива на газ с большой присадкой, обусловленное,



Фиг. 14.

Фиг. 15.

повидимому, плохим горением переобедненной смеси, и на постепенное увеличение  $\alpha_2$  с уменьшением  $x$ . Влияние опережения на  $\eta_e$  при работе на газожидкостном топливе такое же, как и обычно на жидком, т. е. с уменьшением опережения  $\eta_e$  падает. Однако, как и на жидком топливе, опережение связано с величиной  $p_z$ . Необходимость снижения  $p_z$  заставляет работать с меньшим опережением, с меньшим  $\eta_e$ . Уменьшение  $p_z$  неразрывно связано с величиной температуры выхлопных газов. При меньшем опережении она больше, чем при большем. Характерно отмеченное выше возрастание  $t_{в.г}$  с уменьшением  $x$ . Весьма интересна предельная величина  $\alpha_1$ , которая составляет около  $1,5 - 1,6$  при  $x \approx 15\%$ .  $\alpha_2 \approx 1,38$  при  $x \approx 15\%$  почти достигает величины, имеющей место в двигателях, работающих по циклу Отто.



Обращает внимание несколько завышенная величина коэффициента подачи двигателя. Это может быть следствием некоторого несоответствия принятого состава газа действительному, а также результатом невозможности полного заглушения колебаний давления воздуха и газа при измерении их расхода соплами, что, как известно, вызывает преувеличение замеряемого расхода. Однако некоторая неточность в определении  $\eta_v$  мало изменяет картину протекания процесса и не нарушает правильности сделанных выводов.

Пятой серией опыты при принятой системе регулирования были закончены, так как дали достаточно ясную картину возможностей двигателя на газе с присадкой жидкого топлива.

#### ИСПЫТАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПОСТОЯННЫХ ПРИСАДКАХ ЖИДКОГО ТОПЛИВА И ВОЗДЕЙСТВИИ НА ГАЗ ОТ РЕГУЛЯТОРА

Двигатели Дизеля, работающие на газе с присадкой жидкого топлива, как указывалось ранее, имеют постоянную присадку жидкого топлива и переменное количество газа, устанавливаемое регулятором. Для проверки и изучения этого наиболее распространенного способа регулирования в конструкции опытного двигателя были сделаны некоторые изменения, позволившие наиболее просто и без значительных переделок провести необходимые эксперименты<sup>1</sup>.

Для этого коромысло регулятора, будучи отделено от топливного насоса, было присоединено к тяге дроссельной заслонки, помещенной на подводящем газ трубопроводе. Топливный насос регулировался от руки. Грубая регулировка величины присадки жидкого топлива производилась при помощи рукоятки выключения, перемещаемой относительно зубчатого сектора. Для тонкой регулировки было сделано специальное дополнительное устройство. Таким образом подачу жидкого топлива можно было устанавливать любой величины — от максимальной до нулевой.

Во время работы двигателя принятый способ регулирования полностью удовлетворяет всем предъявляемым к нему требованиям: подача жидкого топлива устанавливается от руки и остается постоянной для всех нагрузок, а подача газа находится под воздействием регулятора. Однако при пуске двигателя в ход этот способ весьма несовершенен.

Как известно, пуск двигателей, работающих на газе с присадкой жидкого топлива, производится только на жидком топливе при выключенном газе. Включение газа и установка желаемой дозы жидкого топлива, которая, как правило, должна быть меньше расхода его при холостом ходе (т. е. не более 20—25%), производится после достижения двигателем нормальных оборотов. Весь этот период времени при принятом способе регулирования двигатель не находится под воздействием регулятора.

Изменение количества жидкого топлива производится от руки, что во избежание разноса машины требует от обслуживающего персонала повышенного внимания.

Будучи недопустимым при нормальной эксплуатации двигателя, принятый способ регулирования был вполне пригоден для экспериментальной машины, предназначенной для изучения особенностей газожидкостного процесса.

Опыты при этом способе регулирования проводились при таком же состоянии двигателя, как и в предыдущих опытах.

Опережение подачи жидкого топлива составляло 32° до в. м. т. В качестве жидкого топлива употреблялось соляровое масло, в качестве твердого топлива для газогенератора — березовые дрова длиной 250 и 500 мм.

Первый же пуск двигателя показал полную пригодность новой системы регулирования. Двигатель легко работал при всех нагрузках и мог давать перегрузку до 10%. Расход жидкого топлива составлял при этом около 10—15% от нормального, за который был принят расход  $0,18 \cdot 50 = 9$  кг/час. Однако работа двигателя при нагрузках свыше  $\frac{3}{4}$  от нормальной была очень жесткой вследствие сильного повышения давления газов в цилиндре при сгорании. Индикаторные диаграммы, снимавшиеся в форме „гребенки“, показывали, что уже при нагрузке в  $\frac{3}{4}$  от нормальной максимальное давление сгорания  $p_z$  достигает величины 50 кг/см<sup>2</sup>.

При полной нагрузке  $p_z$  составляло 60—65 кг/см<sup>2</sup> и при перегрузке доходило до 65—70 кг/см<sup>2</sup>. При этом величина максимального давления сгорания колебалась в пределах 8—12 кг/см<sup>2</sup>. Получавшиеся максимальные давления сгорания  $p_z$  являлись безусловно чрезмерно высокими и, как значительно перегружающие механизм двигателя, совершенно недопустимыми при его нормальной эксплуатации. Отмеченные же сильные колебания максимального давления являлись, повидимому, нормальными для машин подобного типа, имевших в цилиндре в конце сжатия не воздух, а газо-воздушную смесь, так как такие же колебания  $p_z$  видны и на индикаторных диаграммах, приводимых в различных заграничных работах.

Учитывая, что получающиеся теперь  $p_z$  выше бывших ранее и что экономичность процесса сильно зависит от величины опережения подачи жидкого топлива, в первую очередь были сделаны попытки добиться снижения  $p_z$  при опережениях порядка, имевших место в ранее проведенных опытах.

Для этого двигатель был проверен на жидком топливе, а затем последовательно был проведен ряд работ по выявлению его состояния и устранению имевших место неисправностей, так как переход от одной системы регулирования к другой не мог оказать никакого влияния на возникновение высоких давлений сгорания.

В процессе проведения этих работ было замечено, что:

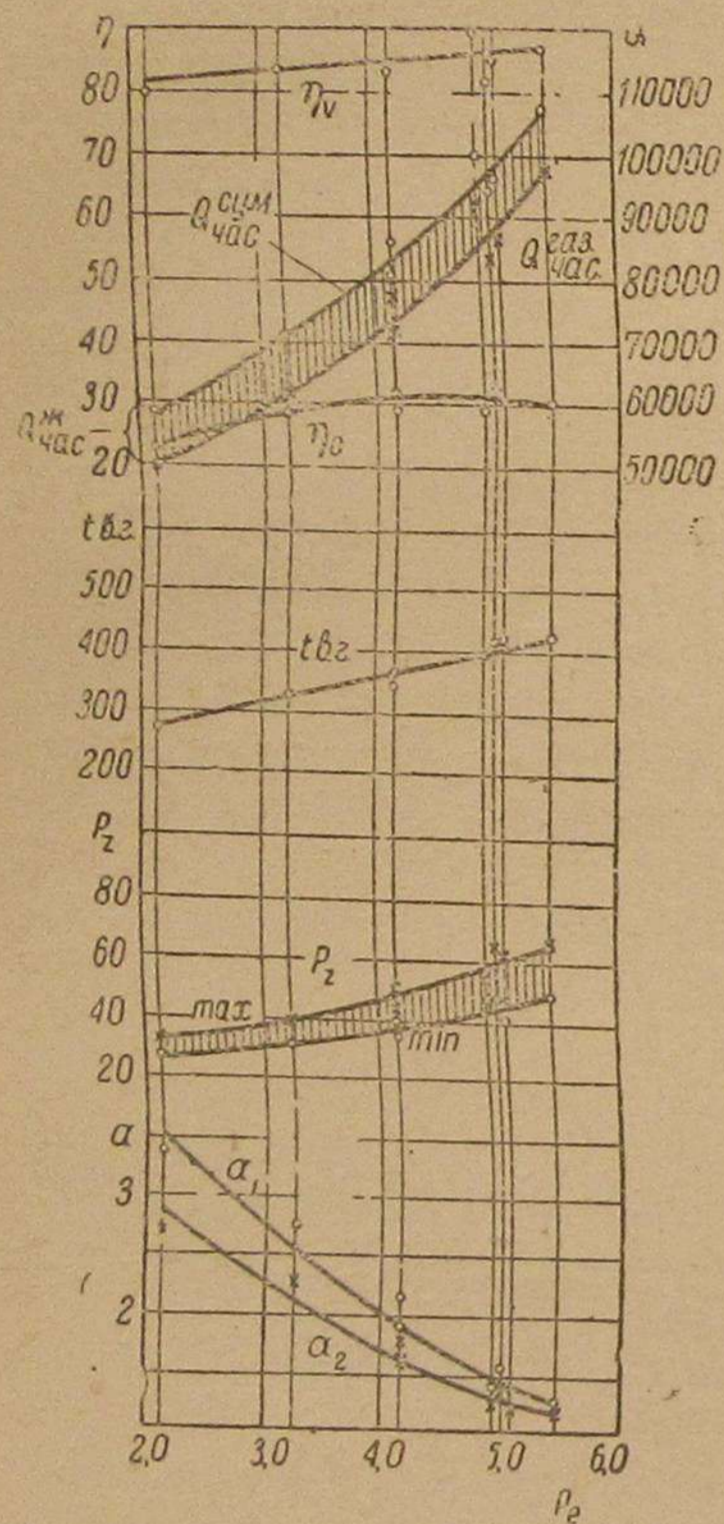
1) колебания максимального давления сгорания после очистки камеры сгорания становятся меньше;

<sup>1</sup> Большую помощь в этой части работы оказал доц. К. К. Лихарев.

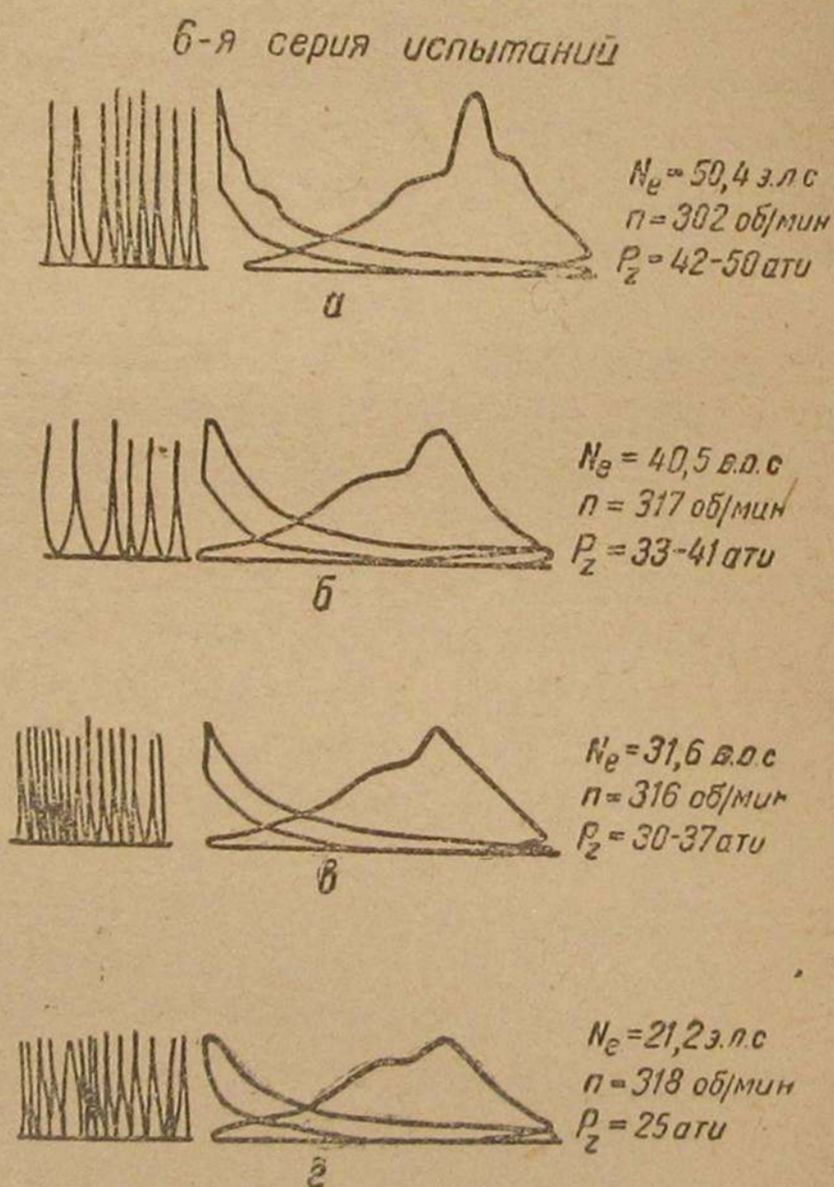
2) уменьшение количества жидкого топлива ниже 5% вызывает некоторое снижение  $p_2$ , что подтверждается некоторыми литературными данными;

3) при подаче малых доз топлива возможны случаи образования в топливном насосе воздушных мешков, которые отражаются на работе машины и могут вызывать прекращение подачи топлива. Это снижает надежность работы машины, хотя удаление воздуха из насоса может производиться и без остановки двигателя, путем кратковременного (на несколько секунд) переключения насоса на подачу больших доз;

4) изменение затяжки форсуночной пружины, в относительно узких



Фиг. 16.



Фиг. 17.

пределах, допуская конструкция данной форсунки, не оказывает никакого влияния на величину максимального давления сгорания.

Убедившись, что путем обычных мероприятий не удастся добиться снижения максимального давления сгорания, было решено зафиксировать параметры работы двигателя при имевшем место протекании процесса, произведя испытание его по нагрузке.

Результаты этого испытания (6-я серия) даны на диаграмме фиг. 16. Индикаторные диаграммы представлены на фиг. 17.

Опережение подачи жидкого топлива было  $32^\circ$ . Количество жидкого топлива — около 10%. Затяжка пружины форсунки — нор-

мальная (как для работы на жидком топливе). Топливом для газогенератора, как и ранее, служили березовые дрова. Как в этой серии опытов, так и в последующих пробы газа для анализа отбирались во время опыта в аспиратор Коро. Определение состава газа производилось прибором ВТИ с учетом изменения температуры газа при анализе.

Теплотворная способность газа определялась калориметром Юнкерса.

Увеличение нагрузки больше 51,5 л.с. не производилось из-за чрезмерного возрастания давления сгорания. Нагрузку меньше 21,2 л.с. нельзя было дать, так как эта нагрузка создавалась вторым неработавшим цилиндром.

Проведенные опыты показали, что экономичность двигателя как при полной нагрузке ( $p_e = 5,4 \text{ кг/см}^2$ ), так и при нагрузке в  $3/4$  от полной  $p_e = 4,05 \text{ кг/см}^2$  составляет около 31%. Эта величина совпадает с полученной ранее при  $x = 16,5\%$  в 4-й серии предыдущих опытов и хотя и оказывается меньше той, которую имел двигатель на соляровом масле (35—36%), все же является достаточно удовлетворительной. Нижний предел максимального давления сгорания даже при полной нагрузке почти не превышает величину максимального давления, которое имеет двигатель при работе на соляровом масле. Верхний предел идет значительно выше, достигая при полной нагрузке величины в 62—63 ат. Если считать допустимым повышение давления до 50 ат, то нагрузка двигателя может быть поднята только до  $p_e \approx 4,4 \text{ кг/см}^2$ , что соответствует мощности в  $3/4$  от нормальной на жидком топливе. Таким образом работа двигателя при данном протекании процесса связана со снижением его нормальной мощности на 25% от мощности на жидком топливе.

Коэффициент избытка воздуха засасываемой смеси  $\alpha_1$  при полной нагрузке достигает весьма малой величины — 1,23. Тем не менее самовоспламенения газо-воздушной смеси не происходит, что видно из индикаторных диаграмм и из того, что при выключении жидкого топлива воспламенение в цилиндре прекращается. Коэффициент избытка воздуха на линии расширения  $\alpha_2$  очень мал — 1,11. Температура выхлопных газов при всех нагрузках больше, чем при работе только на жидком топливе; однако максимальная величина ее, получающаяся при полной нагрузке ( $\sim 425^\circ \text{C}$ ), не превышает допустимой. Выхлоп двигателя при всех нагрузках был бесцветным. Коэффициент подачи двигателя меньше чем при работе на жидком топливе, так как воздух для получения нужного расхода газа приходилось дросселировать. Падение коэффициента подачи с уменьшением нагрузки вполне естественно для двигателя подобного типа, когда с уменьшением нагрузки производитсякрытие газового дросселя. В процессе проведения данных опытов, как и в последующей работе, неоднократно замечалось, что работа двигателя вдруг на некоторое время становилась мягче, причем снятые индикаторные диаграммы показывали значительное понижение давления сгорания. Такие случаи, например, без всякого изменения состоя-

ния двигателя неоднократно наблюдались при шуровке и загрузке генератора. Повидимому, это явление вызывалось изменением состава газа. Однако определить соответствующий этим моментам состав газа не удалось из-за их слишком малой длительности. Значительный диапазон колебания максимального давления сгорания при одной и той же нагрузке, равно как и отмеченные выше случаи более мягкой работы двигателя, давали основание считать, что максимальное давление сгорания возможно снизить, уменьшив тем или иным способом скорость нарастания давления.

В этом направлении имелись следующие пути: соответствующее изменение состава газа, обеднение смеси на линии сжатия и уменьшение числа и величины очагов, воспламеняющих смесь.

Трудность воздействия на состав газа, производимого газогенератором, выделяет первый способ в совершенно самостоятельную работу, которую в данное время выполнить было невозможно.

Уменьшение максимального давления сгорания путем обеднения смеси без воздействия на коэффициент подачи двигателя и эффективный к. п. д. было связано со снижением мощности. Увеличить же коэффициент подачи двигателя и эффективный коэффициент полезного действия сверх имевшей место величины без существенных изменений в двигателе и газогенераторе было невозможно.

Таким образом оставался только третий из намеченных путей, который был связан со специфической особенностью данного типа двигателя — с зажиганием смеси струями жидкого топлива.

Как было отмечено выше, при подаче малых доз жидкого топлива максимальное давление сгорания несколько уменьшалось. Объясняя это уменьшением поверхности факела, образующегося в камере сгорания распыленными струями топлива, нужно было проверить, как будет влиять на скорость нарастания давления сокращение числа очагов, поджигающих смесь, т. е. уменьшение числа отверстий в сопле форсунки и уменьшение поверхности соприкосновения этих очагов с находящейся в цилиндре смесью. Последнее можно было сделать или только что указанным способом, уменьшая дозу подаваемого топлива, или резко снижая давление впрыска, в результате чего происходит уменьшение величины зон, пронизываемых горящими частицами жидкого топлива.

Учитывая, что уменьшение присадки жидкого топлива может дать и противоположный эффект вследствие происходящего при этом обогащения засасываемой смеси, опыты были проведены только в двух направлениях: в направлении снижения давления впрыска и в направлении уменьшения числа отверстий в сопле форсунки. Многократные наблюдения показали, что давление впрыска не оказывает никакого влияния на величину максимального давления сгорания, хотя и сдвигает несколько в ту или другую сторону момент видимого нараста-

ния давления. Однако при сильном ослаблении пружины форсуночной иглы, когда выхлоп приобретает буроватую окраску, происходит некоторое снижение максимального давления, хотя начало нарастания давления происходит и несколько раньше. При таком давлении впрыска двигатель на жидком топливе пускается с черным дымом и бездымный выхлоп имеет только при малых нагрузках. Экономичность двигателя при этом естественно сильно понижена.

Учитывая, однако, что при работе на газе доза жидкого топлива очень невелика и, следовательно, снижение экономичности получится незначительным, было интересно проверить этот способ, проведя соответствующее испытание двигателя по нагрузке.

Опыты с пониженным давлением впрыска представляют 7-ю серию опытов. Они проведены с тем же, как и ранее, соплом в форсунке, имевшим четыре отверстия диаметром 0,4 мм. Опережение подачи жидкого топлива было 31°. Манометр (максиметр) между насосом и форсункой показывал при подаче жидкого топлива в 12% 60 *ати*. Опасаясь подтекания форсунки и вредного для работы машины нагарообразования, до начала опытов была проверена работа форсунки. Для этого двигатель был пущен на жидком топливе на другом цилиндре, а испытываемая форсунка была вынута из цилиндра и пылила в воздух. Несмотря на низкое давление впрыска нераспыленных струй топлива, равно как и подтекания, не было заметно.

Количество жидкого топлива было установлено равным ~ 12%.

В качестве топлива для генератора из-за недостатка березовых дров употреблялась смесь березы ( $1/3$ ) и осины ( $2/3$ ). Дрова загружались в газогенератор связанными шнуром пачками, так как при загрузке отдельными поленьями газ получался слишком низкой калорийности.

Больше полной нагрузки двигатель развивать не мог вследствие недостаточно высокой калорийности газа и снижения экономичности процесса.

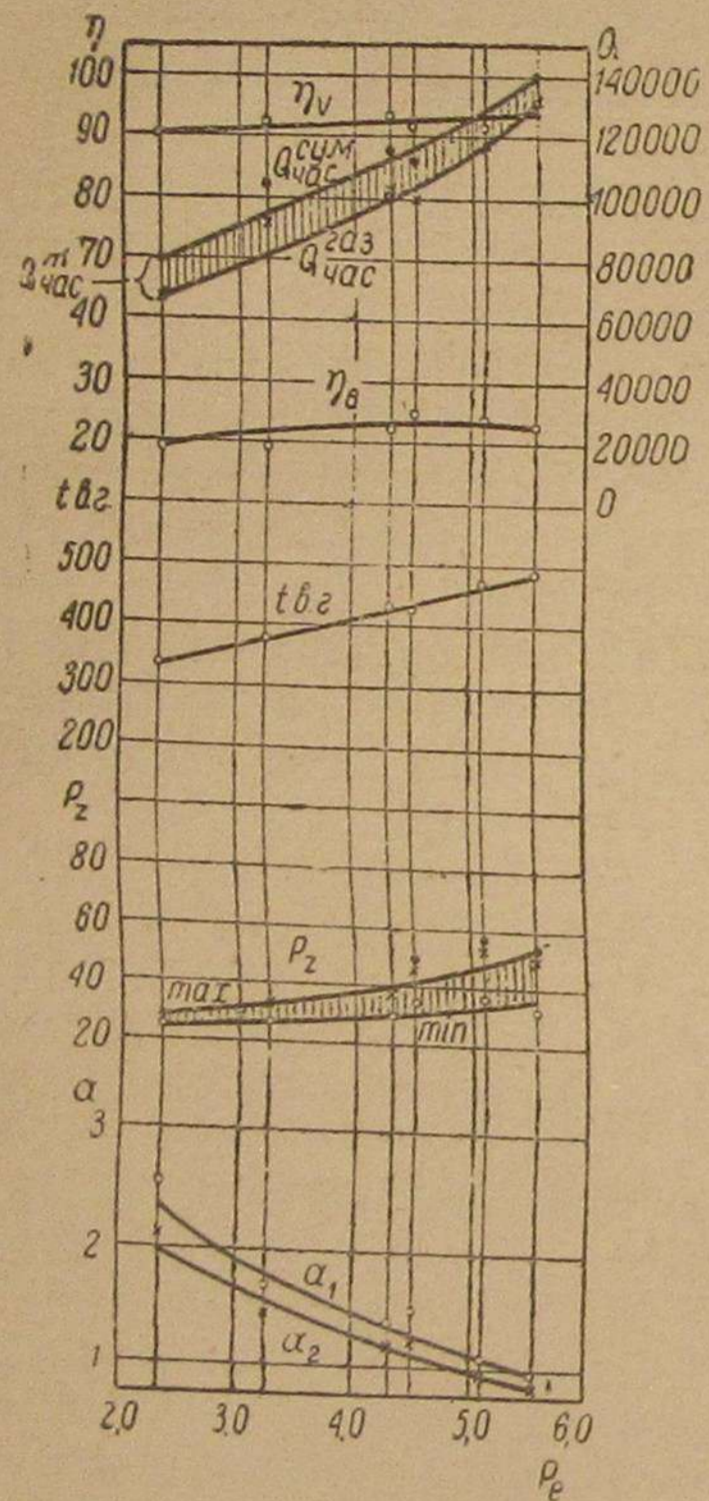
Результаты проведенных опытов (7-я серия) даны на графике фиг. 18. Индикаторные диаграммы представлены на фиг. 19, I.

Низкое давление впрыска имело следствием снижение верхнего предела максимальных давлений сгорания при больших нагрузках.

Наибольшее из зарегистрированных давлений сгорания за эти опыты 52 *ати*, тогда как в опытах 6-й серии оно доходило до 62—63 *ати*. Индикаторные диаграммы показывают более спокойное сгорание. Интересно, что начало нарастания давления, а следовательно, и воспламенение, происходит не в одно и то же время. При раннем воспламенении, как и следовало ожидать, получается более высокое давление сгорания. Таким образом получаемый эффект, повидимому, является следствием не только замедления сгорания, но и более позднего воспламенения. Низкая экономичность работы двигателя ( $\eta_e$  не более 24%) подтверждает это объяснение. Однако полученная величина эффек-

тивного к. п. д. не внушает полного доверия, являясь слишком заниженной. На это указывают повышенный коэффициент подачи двигателя и заниженные коэффициенты избытка воздуха засасываемой смеси и на линии расширения— $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . Такие величины  $\eta_v$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , как выяснилось в более поздних опытах (9-й серии), были вызваны загрязнением сопла для измерения расхода газа, очистка которого непосредственно перед опытом не производилась.

О действительной величине эффективного к. п. д. можно судить на основании подсчета, базирующегося на величине полученного ранее  $\eta_v = 86\%$ , и допущении, что расход воздуха замерен правильно. Этот подсчет, произведенный для опыта I, в котором



Фиг. 18.

$p_e = 5,42 \text{ кг/см}^2$ , т. е.  $N_e = 50,4 \text{ л. с.}$ , показал, что эффективный к. п. д.  $\approx 27\%$ ,  $\alpha_1 = 1,145$  и  $\alpha_2 = 1,01$  вместо  $\eta_e = 22,6\%$ ,  $\alpha_1 = 0,925$  и  $\alpha_2 = 0,835$ , полученных непосредственно по замерам.

Столь низкая величина  $\alpha_2$  и характер изменения  $\eta_e$  в области больших нагрузок указывают, что мощность в опыте I являлась предельной мощностью двигателя, что и было в действительности, так как дальнейшее увеличение нагрузки было невозможно.

Протекание кривых, выражающих изменение параметров работы двигателя по нагрузке, такое же, как и в опытах предыдущей серии. Более высокие температуры выхлопных газов являются следствием снижения экономичности процесса.

Таким образом некоторое снижение  $p_2$  путем применения низкого давления распыливания имеет следствием уменьшение экономичности процесса и падение мощности двигателя при работе на газе с имевшей место теплотворной способностью порядка  $1100 \text{ кал/м}^3$  ( $0^\circ \text{Ц}$ ,  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ).

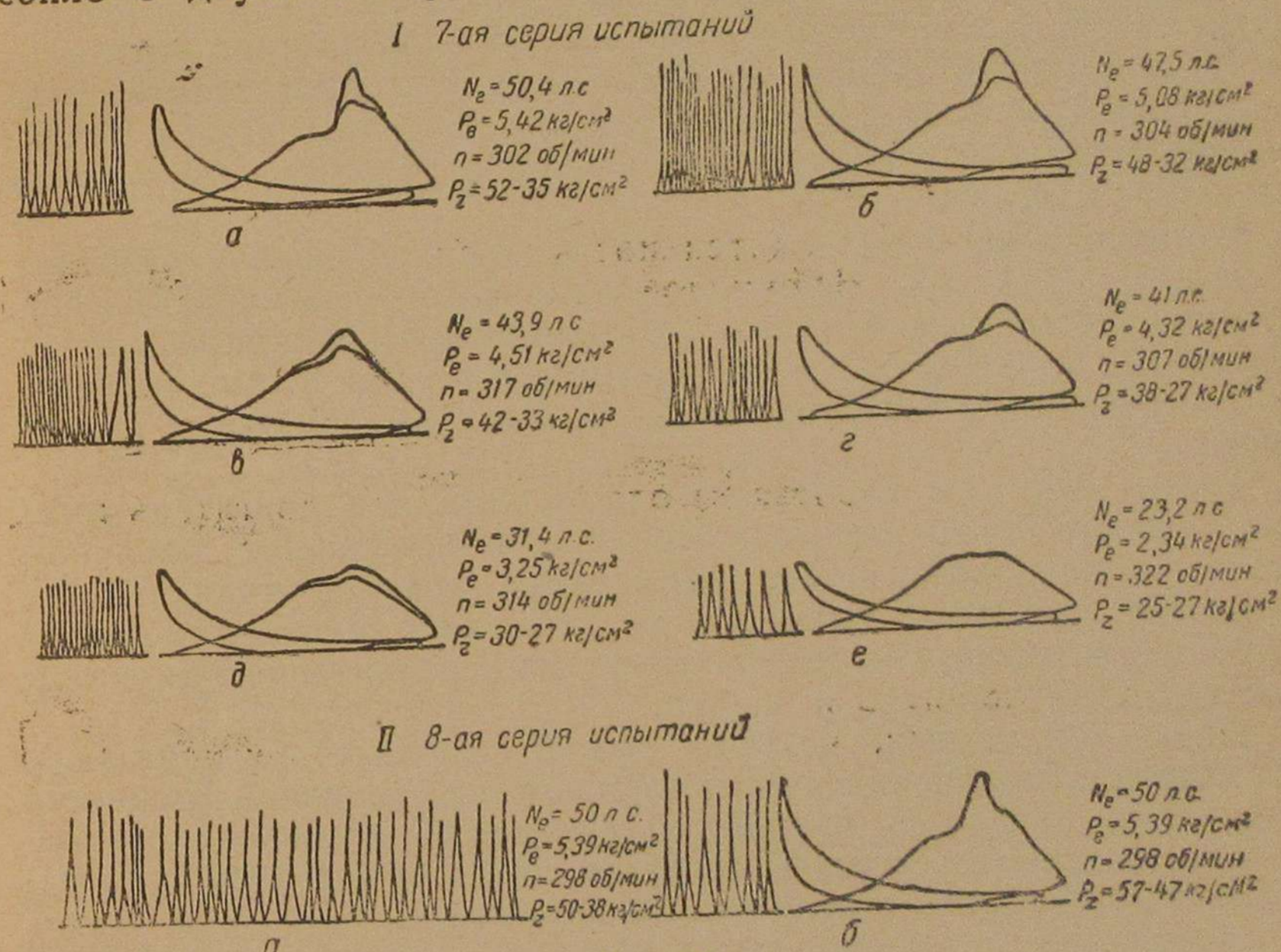
Другой из испробованных путей снижения максимального давления сгорания заключался в уменьшении числа струй жидкого топлива. Для этого в нормальном сопле с четырьмя отверстиями были последовательно закрыты два отверстия и три отверстия.

Оставшиеся в первом случае две струи были симметрично расположены в камере сгорания. При работе только на жидком топливе двигатель легко пускался в ход и мог работать с на-

грузками до  $85-90\%$  от нормальной, причем удельный расход топлива при нагрузке в  $88\%$  от нормальной составлял  $\sim 240 \text{ г/э.с.ч.}$  Сопло с одним отверстием давало струю, несимметрично расположенную в камере сгорания, что являлось как будто бы благоприятным фактором для снижения максимального давления сгорания. Однако на жидком топливе двигатель плохо запускался и не принимал нагрузки.

При переходе на газ сопло с двумя отверстиями дало ожидаемый эффект. Сопло же с одним отверстием оказалось совершенно непригодным.

Для выявления работы двигателя с форсункой, имеющей сопло с двумя отверстиями, был проведен опыт длительной



Фиг. 19.

работы двигателя с полной нагрузкой  $p_e = 5,39 \text{ кг/см}^2$ , который составляет 8-ю серию опытов (фиг. 19, II).

В качестве топлива для газогенератора употреблялись березовые дрова. Опережение подачи жидкого топлива (солярового масла) было прежнее —  $31^\circ$ . Присадка жидкого топлива —  $12,2\%$ . Двигатель в общей сложности работал с полной нагрузкой 6 час.

Полученные результаты не подтвердили сделанных ранее наблюдений. Приняв полную нагрузку, двигатель сразу же после прогрева начал работать жестко. Давление сгорания поднималось до  $65-70 \text{ кг/см}^2$ . Ослабление затяжки форсуночной пружины снизило это давление до  $60-62 \text{ кг/см}^2$ , которое является более высоким, чем в опыте при той же нагрузке 7-й серии,  $\eta_e$  получилась  $\sim 22\%$ .

Таким образом замена нормального сопла соплом с двумя отверстиями не помогает в достижении поставленной цели.

Опыты 8-й серии, кроме того, показали, что результаты, полученные при кратковременном предварительном испытании и при относительно длительном (6 час.) испытании неодинаковы. В связи с этим было решено произвести аналогичную проверку при длительном испытании эффективности способа снижения максимального давления сгорания путем уменьшения давления распыливания, испытанного в 7-й серии опытов. Для этого испытание на продолжительность, которое в основном должно было показать надежность работы двигателя на газе с присадкой жидкого топлива, было решено провести с нормальным соплом с четырьмя отверстиями, но при ослабленной пружине форсунки. Таким образом испытание на продолжительность, помимо выявления надежности работы двигателя на газе с присадкой жидкого топлива, должно было показать и устойчивость снижения максимального давления сгорания при низком давлении впрыска.

Испытанию на продолжительность предшествовали разборка и чистка двигателя. Небольшое количество тлеющего нагара, находившегося между крышкой цилиндра и цилиндром, было тщательно удалено. Все углы в камере сгорания были еще сильнее закруглены, а в отверстия для рымов были ввернуты глухие пробки.

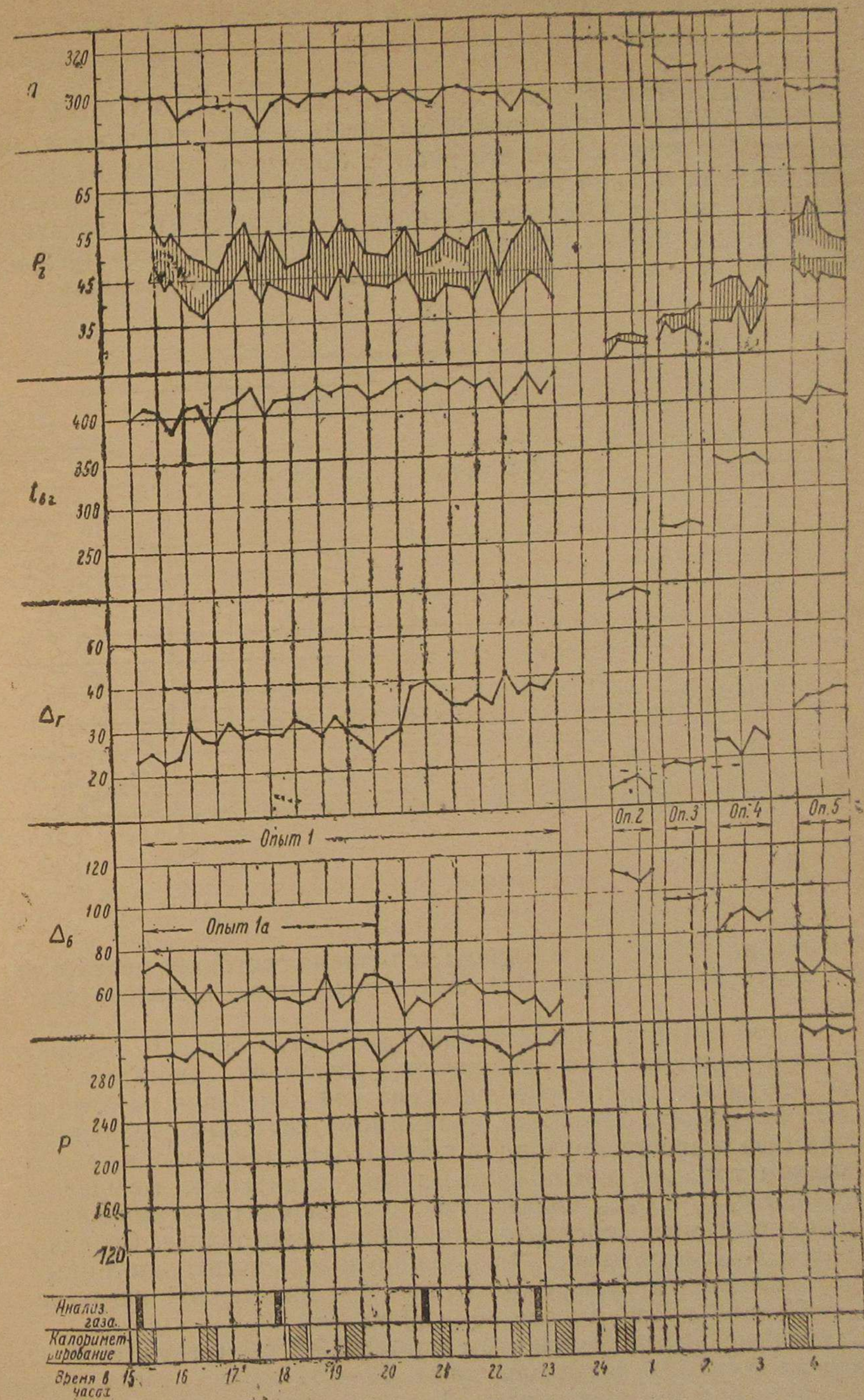
Ввиду того что, работая на одном цилиндре, двигатель имел при выключенном тормозе среднее индикаторное давление, значительно превышающее нормальное среднее индикаторное давление холостого хода, что не позволяло проверить работу двигателя в области малых нагрузок, из неработавшего цилиндра были вынуты поршень и шатун.

Новая постоянная, которую нужно прибавлять к показанию тормоза для получения действительной эффективной мощности двигателя, оказалась равной 70 делениям по шкале тормоза.

Таким образом полной нагрузке двигателя теперь соответствовало показание тормоза в 230 делений.

Испытание на продолжительность (9-я серия опытов) было проведено в течение 20 час. безостановочной работы двигателя. Топливом для газогенератора служили березовые дрова. Опережение подачи топлива составляло  $31^\circ$ . Пружина иглы форсунки была отпущена так, что максимальное давление впрыска, как и ранее (в опыте 7-й серии), составляло около  $60-65 \text{ кг/см}^2$ .

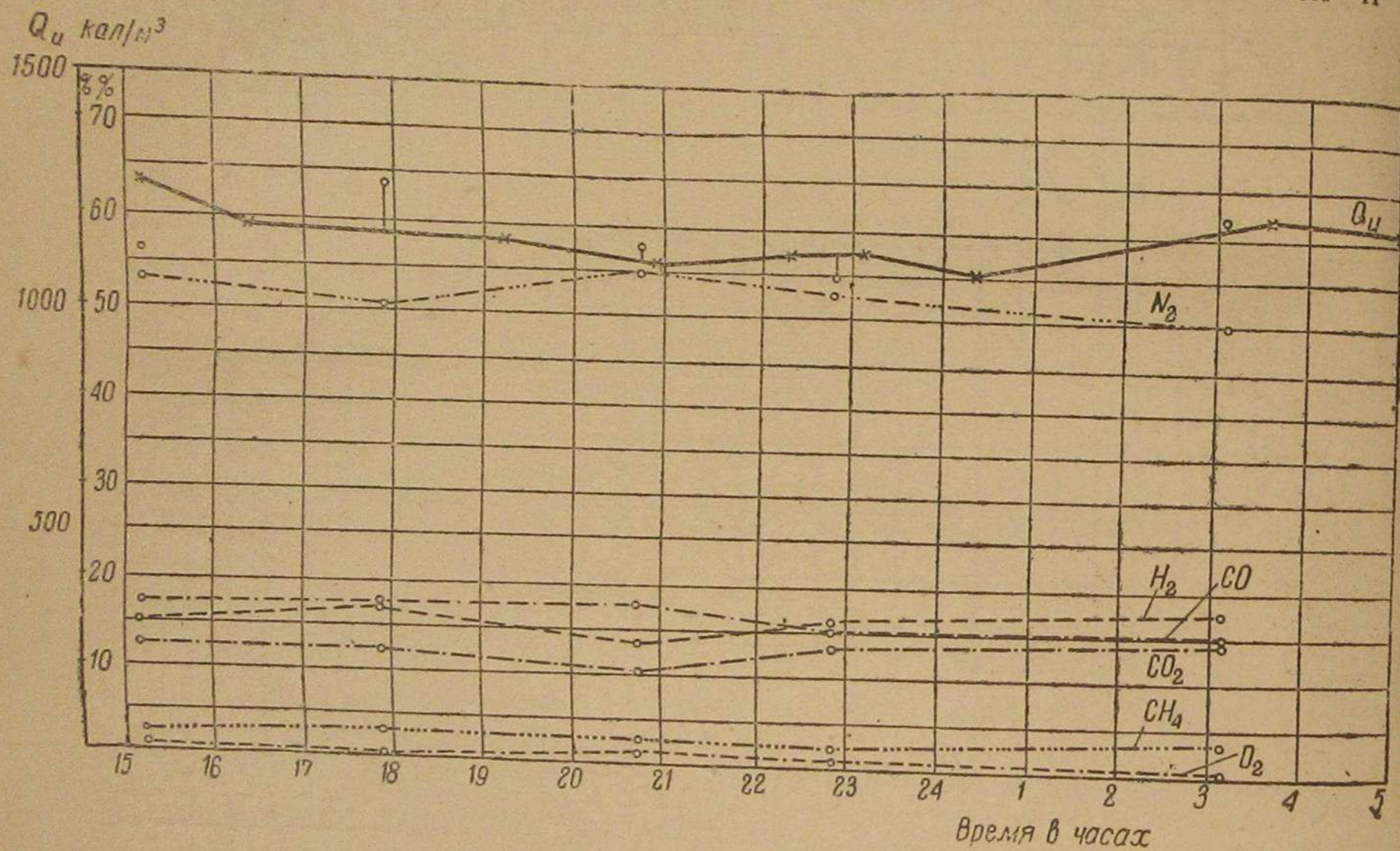
Относительный расход жидкого топлива был установлен в  $8-9\%$ . Замеры производились через каждые полчаса; загрузка и шуровка газогенератора — через каждый час между замерами. Изменение по времени основных величин, характеризующих работу двигателя, время отбора проб для анализа и калориметрирования и нумерация опытов даны на диаграмме фиг. 20. Данные анализа газов и калориметрирования за время замеров даны на фиг. 21.



Фиг. 20.

Полученный материал графически представлен на диаграмме фиг. 22. Об индикаторных диаграммах двигателя можно судить по фиг. 23.

За 20 час. безостановочной работы, из которых около 13 час. двигатель работал при полной нагрузке и даже перегрузке, не было никаких перебоев в его работе. Во второй половине испытания как при полной нагрузке, так и при меньших имело место несколько преждевременных вспышек. Перегрузку 10% двигатель принял легко, однако после прогрева машины начались преждевременные вспышки, которые заставили от нее отказаться и



Фиг. 21.

понижить нагрузку. За все время испытания состояние двигателя было достаточно стабильно и достаточно полно выявлено опытами.

Большой интерес представляет диаграмма фиг. 20, которая дает представление об изменении состояния двигателя за время его испытания. Отмеченные на ней колебания различных параметров работы двигателя, повидимому, связаны с изменением состава газа и его теплотворной способности, так как при работе на жидком топливе они обычно бывают значительно меньше.

Кривые  $p_{z \max}$  и  $p_{z \min}$  показывают, что величина максимального давления сгорания действительно очень неустойчива. Средние величины  $p_{z \max}$  в опытах 1, 1а и 2 получились выше, чем в опытах с такой же нагрузкой 7-й серии (так, при полной нагрузке  $p_{z \max} = 50 - 53 \text{ кг/см}^2$  вместо  $46 - 50 \text{ кг/см}^2$ ).

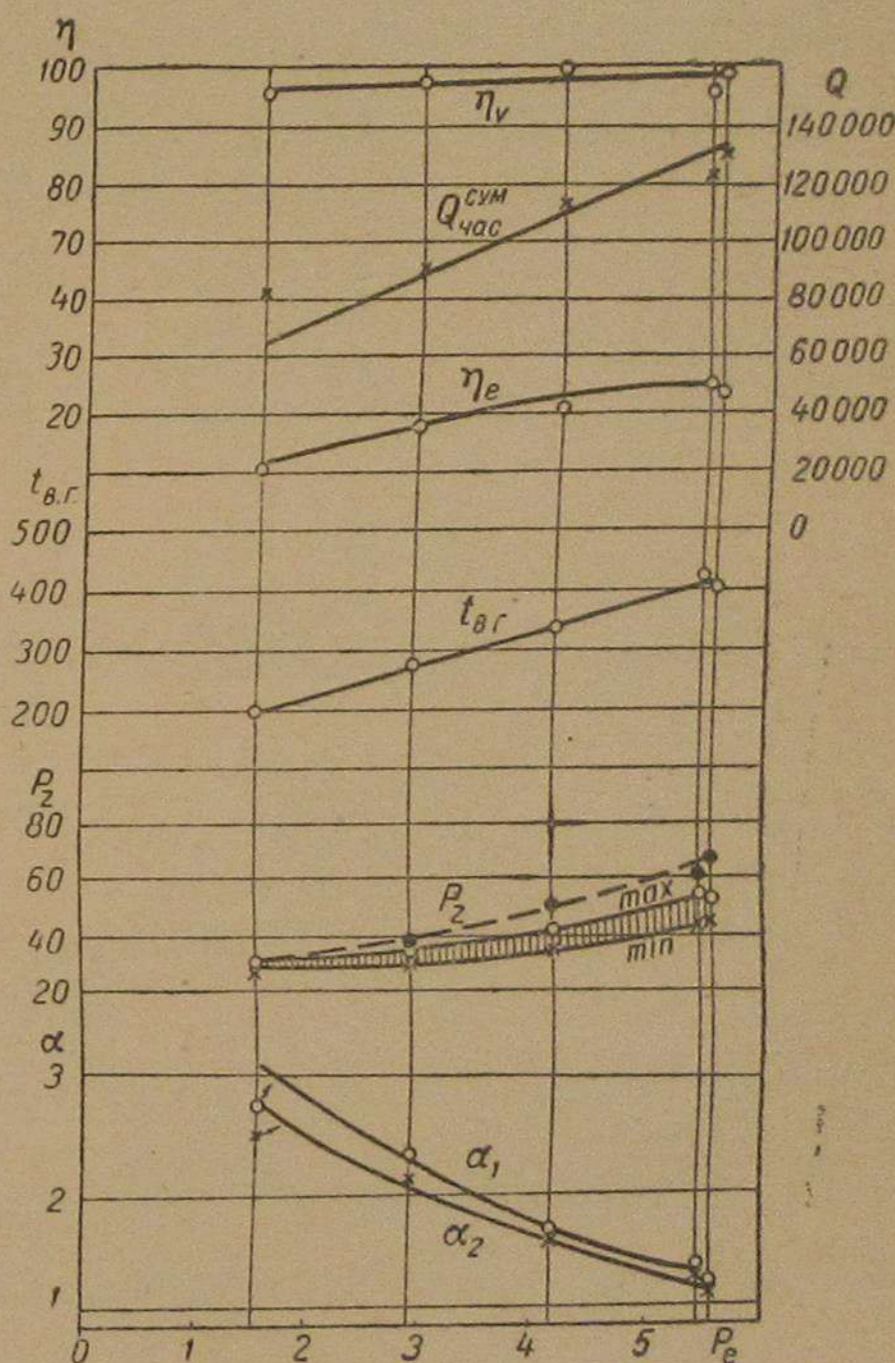
Случайные вспышки при этом в опытах 9-й серии (пунктирная кривая на фиг. 22) достигали даже  $60 - 64 \text{ кг/см}^2$ , тогда как в 7-й серии они не превышали  $52 \text{ кг/см}^2$ . Более высокими, но

допустимыми по своей величине оказались  $p_{z \max}$  при данном испытании при нагрузке, соответствующей  $\sim 3/4$  от полной.

О характере изменения максимального давления сгорания по времени дают представление индикаторные диаграммы фиг. 23, снятые в 4<sup>00</sup>, 4<sup>32</sup> и 5<sup>00</sup> час. Величина  $p_z$  и колебания ее по времени связаны, повидимому, с изменением нагарообразования внутри цилиндра. Основанием для такого объяснения является состояние сопла форсунки, которое, как показал осмотр ее после остановки двигателя в 6<sup>00</sup> час., имело у одного из отверстий нагар трубчатой формы, начинавший тлеть при нагреве его пламенем спички. Такой нагар, повидимому, и вызвал беспокойную работу двигателя, а иногда и преждевременные вспышки. При срывании же этого нагара струями топлива происходило сгорание с пониженным давлением.

Весьма интересно взаимное протекание ломаных, характеризующих нагрузку двигателя, перепад давлений в измерительных соплах и температуру выхлопных газов. Перепад давлений в газовом сопле за первую половину опыта — до 20 час. (опыт I а) значительно меньше, чем за вторую половину опыта, тогда как теплотворная способность газа (фиг. 21), нагрузка двигателя и температура выхлопных газов оставались почти без изменения.

Средние величины эффективного к. п. д. и температуры выхлопных газов за первую половину опыта (Iа) и за весь опыт получились такими: в опыте Iа  $\eta_e = 26,6\%$  при  $N_e = 50 \text{ л. с.}$  и  $t_{вг} = 412^\circ$ , а в опыте I  $\eta_e = 24,2\%$  при  $N_e = 50,2 \text{ л. с.}$  и  $t_{вг} = 401^\circ \text{Ц}$ , причем  $\eta_v$  достигало неправдоподобной величины в  $99,1\%$ . Такое несогласование  $\eta_e$  и  $t_{вг}$  объясняется тем, что в начале сопло для замера расхода газа было чистым, а к концу опыта загрязнилось. Опыты I и Iа убедительно показывают, насколько трудно точное определение  $\eta_e$  и  $\eta_v$ , если даже после 10 час. работы эти величины меняются уже на несколько процентов. Следует обратить внимание, что величина  $\eta_e$  из опыта Iа 9-й серии полученная пересчетом из опыта I 7-й серии ( $p_e = 5,42 \text{ кг/см}^2$ ) (фиг. 19), довольно хорошо между собой согласуются, хотя завы-

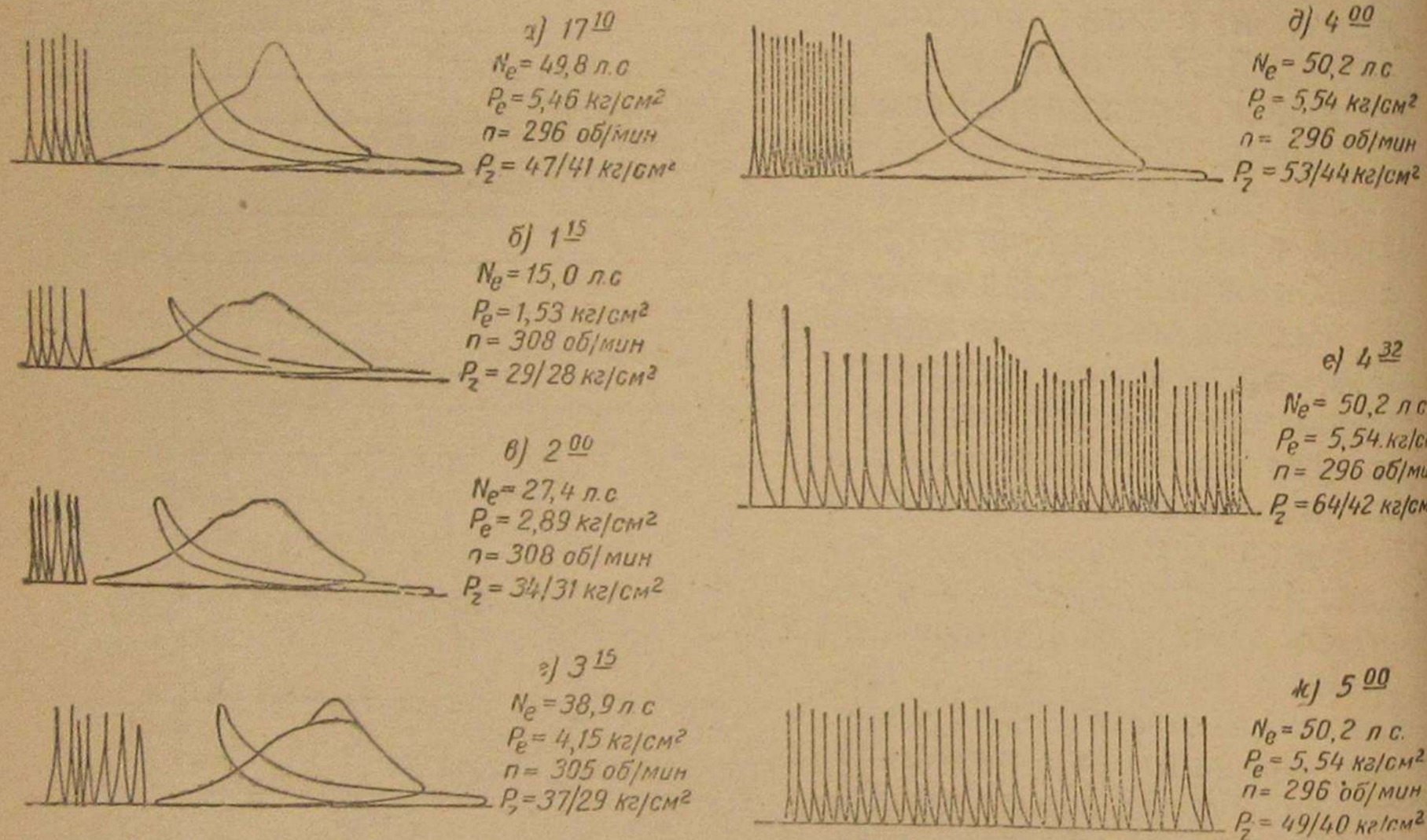


Фиг. 22.

шенная величина  $\eta_v$  для опыта Ia ( $\eta_v = 93,0\%$ ) дает основание считать, что и  $\eta_e = 26,6\%$  для опыта Ia является несколько заниженным. Таким образом в 9-й серии опытов значения  $\eta_v$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  искажены вследствие загрязнения газового сопла. Кривые фиг. 22 имеют обычное протекание и не требуют пояснений.

Из сказанного явствует, что способ понижения максимального давления сгорания путем уменьшения давления впрыска дает эффект, однако он не обладает достаточной устойчивостью: при всех прочих равных условиях двигатель работает то с умеренным давлением сгорания, то с чрезмерно высоким. Ряд наблюдений позволяет считать причиной этого образование на форсунке тлеющего нагара. Однако не исключено влияние и состава газа.

9-я серия испытаний



Фиг. 23.

При работе на газе с присадкой жидкого топлива нагарообразование незначительно. Однако при работе на жидком топливе нагарообразование много сильнее, почему продолжительность работы двигателя на этом топливе необходимо всячески сокращать. Удаление нагара следует производить при каждой остановке двигателя.

При работе двигателя с пониженным давлением впрыска эффективный к. п. д. его несколько занижен.

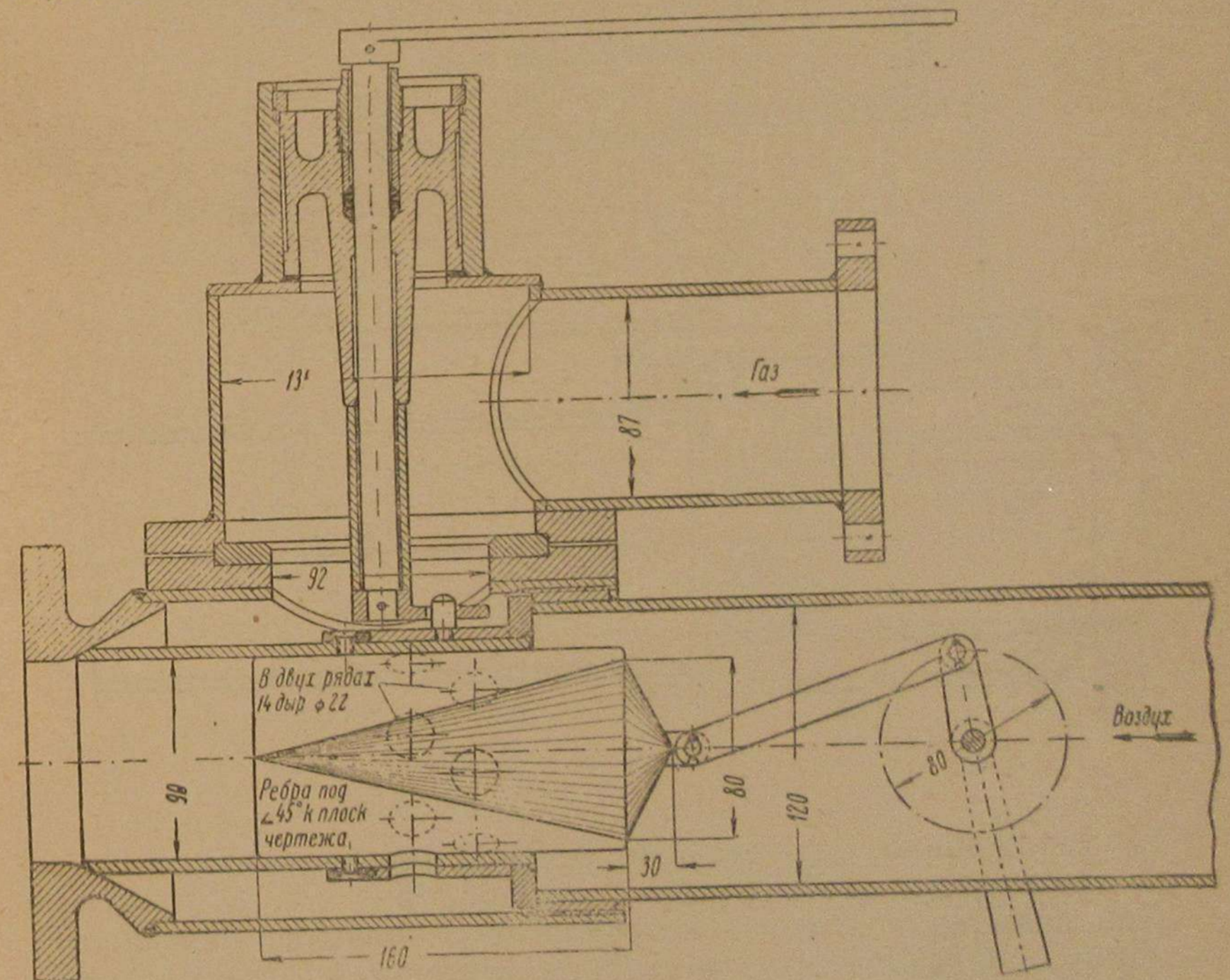
При теплотворной способности газа  $\sim 1200 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ и } 760 \text{ мм рт. ст.}}$  двигатель может давать как полную мощность, так и перегрузку в 10%. При загрузке и шуровке газогенератора может происходить падение мощности двигателя. Работа двигателя на газе с присадкой жидкого топлива вполне надежна. Выхлоп имеет черную окраску.

Однако вследствие неустойчивости максимального давления сгорания, достигающего временами чрезмерно большой величины, работу двигателя при пониженном давлении впрыска рекомендовать нельзя.

Таким образом опыты 7-й, 8-й и 9-й серий, доказав полную реальность работы двигателя на газе с присадкой жидкого топлива, при данном способе регулирования не дают удовлетворительного решения поставленной задачи, которого, повидимому, надо добиваться другими путями.

### ОПЫТЫ С УПРОЩЕННЫМ СМЕСИТЕЛЬНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Учитывая, что двигатели Дизеля, работающие на газе с присадкой жидкого топлива, снабжаются смесительным устройством

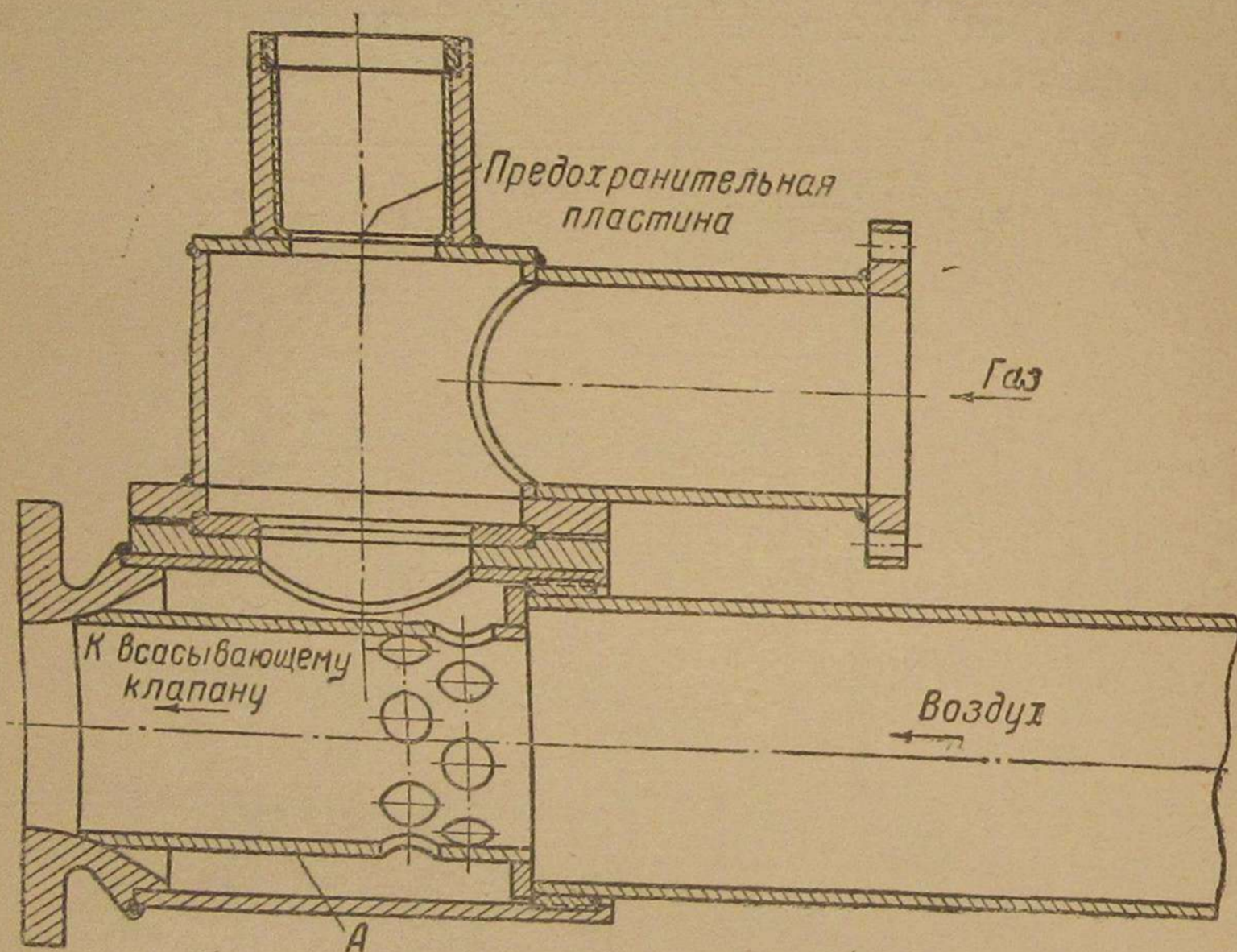


Фиг. 24.

очень простой конструкции, представляло большой практический интерес заменить смеситель опытного двигателя более простым и выяснить его пригодность.

Новый смеситель (фиг. 24) был запроектирован на базе максимального использования деталей существующего смесителя. Не имея надежных данных по расчету воздушных и газовых отверстий и выбора необходимых соотношений, пришлось новый

смеситель сконструировать таким образом, чтобы оптимальную величину этих отверстий можно было подобрать опытным путем при его испытании. Это усложнило его конструкцию, введя детали, позволяющие на ходу машины изменять величину газовых и воздушных окон. Для изменения сечения газовых окон пришлось посадить на трубу кольцо с отверстиями и изготовить механизм для его поворота. Для изменения сечения воздушного отверстия была предусмотрена специальная деталь конической формы с направляющими ребрами. Перемещая ее при помощи соответствующего механизма вдоль трубы, было возможно изменить сечение для прохода воздуха в месте подвода газа.



Фиг. 25.

По нахождении оптимальных сечений смеситель может быть приведен к виду, изображенному на фиг. 25.

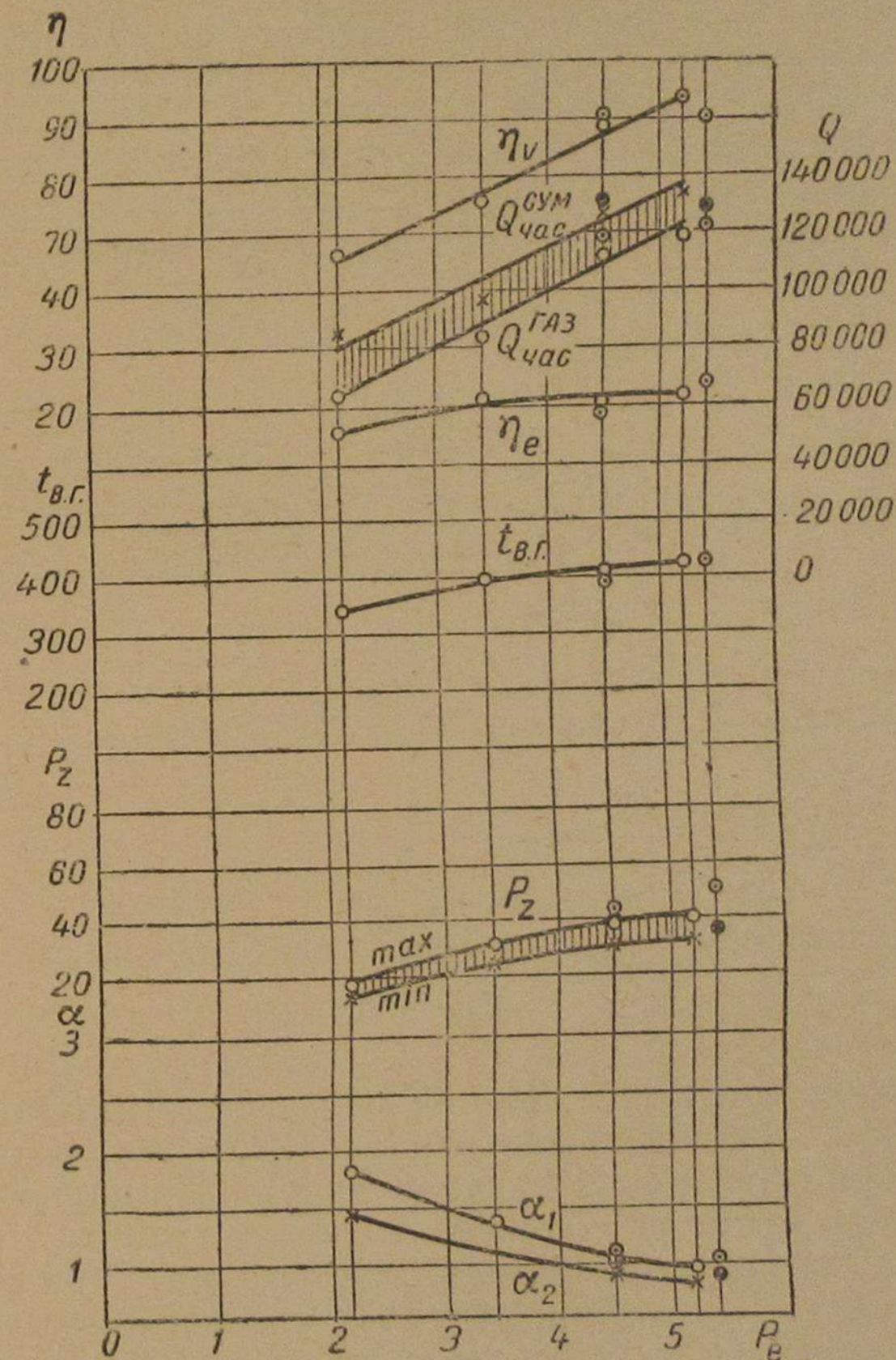
При испытании нового смесителя из-за большого перекрытия клапанов, создающего возможность взрывов во всасывающей трубке, пришлось, изменив зазоры в клапанах, установить новые фазы распределения:

начало всасывания	11° до в.м.т.
конец всасывания	36° после н.м.т.
начало выхлопа	49° до н.м.т.
конец выталкивания	3° после в.м.т.

Изменение фаз распределения путем увеличения зазоров в клапанах имело нежелательным следствием уменьшение подъема клапанов, что в совокупности с изменением фаз должно было отразиться на величине коэффициента подачи двигателя и делало

опыты с новым смесителем не вполне сравнимыми с опытами, проведенными со старым смесителем. Кроме того, опыты с новым смесителем приходилось вести на значительно более сырых осиновых дровах, которые, как показали предыдущие опыты, дают газ с более низкой теплотворной способностью.

Первая часть опытов с новым смесителем заключалась в процессе подбора оптимальных сечений воздушных и газовых от-



Фиг. 26.

верстий. Выяснилось, что лучшие результаты получались при полном открытии газовых окон. Закрытие сечения для воздуха как при помощи находившегося в смесителе конического тела, так и при помощи дроссельной заслонки на воздушном трубопроводе дает одинаковый результат. Сопротивления в газовой линии, несмотря на достаточно большие сечения в новом смесителе, оказались больше, чем в старом.

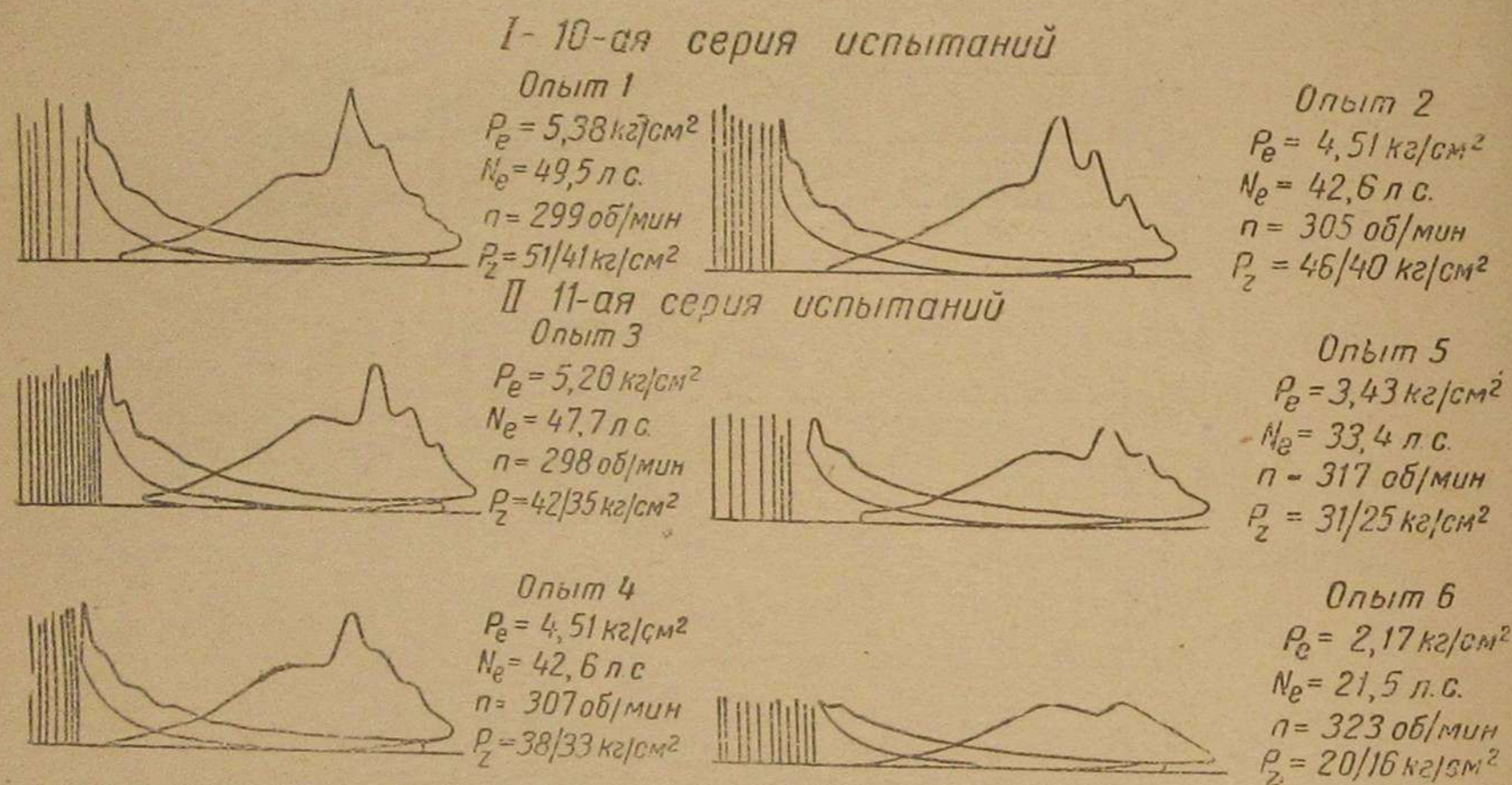
С новым смесителем было проведено две серии опытов, 10-я и 11-я, результаты которых представлены на фиг. 26 (точки двух



опытов 10-й серии отмечены на диаграмме зачерненными кружками и кружками с точкой), а индикаторные диаграммы — на фиг. 27. В опытах этих серий форсунка имела нормальное сопло с четырьмя отверстиями. опережение подачи жидкого топлива в 10-й серии было то же, что и раньше, т. е.  $31^\circ$ , а в 11-й серии — уменьшенное —  $26^\circ$  до в. м. т. Теплотворная способность газа из осины была около  $1000 \text{ кал/м}^2$ .

Необходимость подсоса повышенного количества газа вследствие его заниженной теплотворности требовала сильного прикрытия воздушной заслонки, поэтому эти опыты нужно характеризовать как опыты с пониженным коэффициентом подачи.

Пониженное давление начала сжатия имело следствием снижение давления в конце сжатия и максимального давления сго-



Фиг. 27.

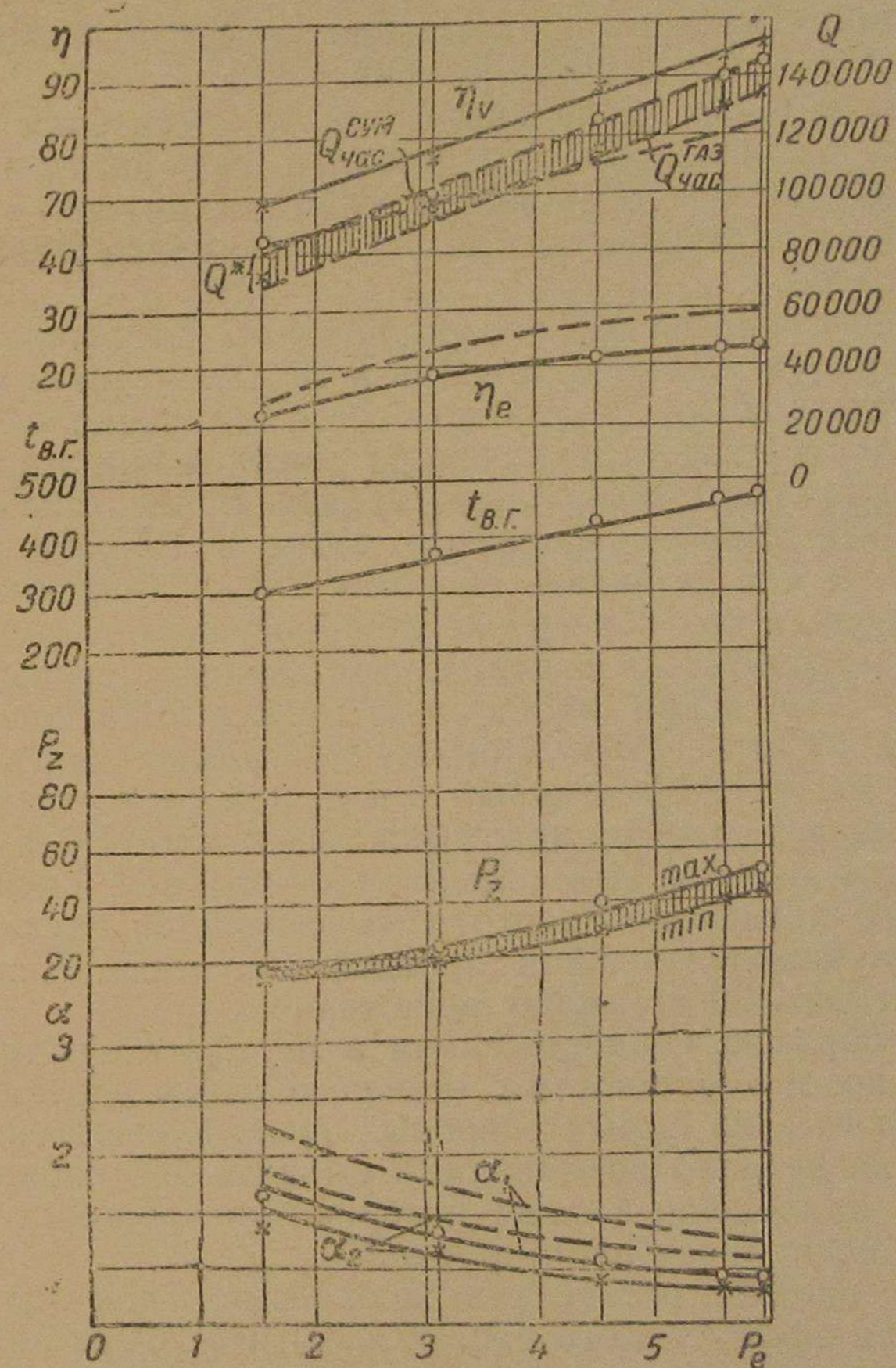
рания, которое при почти полной нагрузке двигателя не превышало  $53 \text{ кг/см}^2$ , т. е. было значительно ниже, чем в опытах предыдущей серии. Несмотря на низкую теплотворную способность газа двигатель с новым смесителем работал почти так же, как и со старым смесителем. Мощность в  $49,5 \text{ л. с.}$ , при которой был проведен опыт I 10-й серии, являлась его максимальной мощностью. Ввиду того что, работая на осине, двигатель со старым смесителем также не мог развивать больше  $50 \text{ л. с.}$ , но в то же время безусловно находился в лучших условиях в отношении наполнения, можно заключить, что замена смесителя более простым не ухудшила процесса смесеобразования, не снизила его экономичности и не вызвала каких-либо других существенных изменений в работе двигателя. К сожалению, этот вывод нельзя полностью иллюстрировать цифрами, так как из-за загрязнения газового сопла расход газа и прочие связанные с ним величины являются искаженными.

Более высокая температура выхлопных газов в опытах 10-й серии, чем в опытах 9-й серии, при соответствующих нагрузках не

служит доказательством ухудшения процесса, так как в опытах 9-й серии работа двигателя протекала с большим коэффициентом подачи.

Опыты 11-й серии отличаются от опытов 10-й серии только уменьшенным опережением подачи жидкого топлива.

Уменьшение опережения до  $26^\circ$  понизило максимальную мощность двигателя и его эффективный к. п. д. Максимальное да-



Фиг. 28.

вление сгорания при  $p_e = 5,2 \text{ кг/см}^2$  с  $53 \text{ атм}$  снизилось до  $41 \text{ атм}$ , т. е. достигло той величины, которую имеет данный двигатель при работе только на жидком топливе.

При уменьшенном опережении двигатель работал очень мягко, особенно при малых нагрузках, которые характеризуются весьма низкими давлениями. Несмотря на то, что при нагрузке в  $21,5 \text{ л. с.}$  максимальное давление сгорания не превышало  $19 \text{ атм}$ ,

двигатель работал очень ровно и совершенно не наблюдалось пропусков вспышек и каких-либо других ненормальностей. Сдвинутые индикаторные диаграммы, как видно из фиг. 27, показывают сильное запаздывание воспламенения. Нормальные диаграммы — несколько необычного вида, но не имеют сильных искажений.

Эффективный к. п. д. в области малых нагрузок того же порядка, как и в опытах 9-й серии.

Наибольший интерес представляют опыты 12-й серии, результаты которых даны на графике фиг. 28.

Эти опыты были проведены с тем же смесителем после того, как из него были вынуты все детали и он обратился в тройник, в один конец которого вводился воздух, в другой — газ, а третий подводил образующуюся в нем смесь к всасывающему клапану двигателя.

Опыты с этим предельно упрощенным смесителем при опережении подачи жидкого топлива в 26° (12-я серия) дали совершенно неожиданные результаты. За счет несколько большей теплотворности газа и меньшего разрежения при всасывании несколько увеличился коэффициент подачи. Вследствие этого двигатель легко принял перегрузку почти в 10% от нормальной мощности и мог развивать ее более 2 час. Максимальное давление сгорания при перегрузке не превышало 52 *ати*. При полной нагрузке двигателя максимальное давление сгорания не превышало 50 *ати*, а при меньших нагрузках было еще ниже, достигая при 15,4 л. с. 17 *ати*. При всех нагрузках двигатель работал очень мягко. Эффективный к. п. д. при соответствующих нагрузках оказался даже немного выше, чем в опытах 11-й серии, хотя сопло после опытов 11-й серии не очищалось. Таким образом применение предельно простого смесителя не ухудшает, а, наоборот, улучшает тепловой процесс двигателя. Индикаторные диаграммы фиг. 29 не имеют искажений.

Таким образом, с опережением в 26° двигатель может работать без потери мощности с незначительным перенапряжением деталей на газе из сырых осиновых дров. К сожалению, загрязнение сопла не дало возможности выявить все параметры процесса, но приведенный ниже материал контрольных испытаний двигателя восполняет этот пробел.

Желая, однако, установить хотя бы порядок получившихся в 12-й серии эффективного к. п. д.,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\eta_v$ , были дополнительно проведены еще два опыта на жидком топливе при нагрузке в  $\frac{3}{4}$  от полной с целью установить истинное значение коэффициента подачи двигателя и выявить величину ошибок, происходящих вследствие загрязнения газового сопла. Во всех опытах производился анализ выхлопных газов, по данным которого подсчитывался коэффициент подачи двигателя. В первом опыте весь воздух засасывался только через воздушное сопло и им замерялся. Во втором основная часть воздуха пропусклась через газовое сопло, а незначительная часть воздуха, вследствие неплотности воздушного дросселя, просасывалась через воздуш-

ное сопло. Полный расход воздуха в обоих опытах определялся по соплам и по анализу выхлопных газов.

Результаты этих опытов даны в табл. 2 и представляют большой интерес, выявляя величину ошибки, могущей происходить при измерении расхода газа вследствие загрязнения сопла.

Ввиду почти полного совпадения во втором опыте расхода воздуха, подсчитанного по данным газового анализа, с расходом воздуха, замеренным соплом, с достаточной точностью можно считать, что в опыте I расход воздуха был 203 м<sup>3</sup>, а не 238 м<sup>3</sup>.

Таким образом действительный расход воздуха в опыте I через газовое сопло составляет 115 м<sup>3</sup>, а не 151 м<sup>3</sup>, и коэффициент преувеличения расхода газа этим соплом

$$\frac{151}{115} = 1,32.$$

Произведенный после проведенных опытов осмотр сопла показал, что стенки его сильно корродировали и покрыты твердым налетом толщиной в 1 мм. Дополнительный опыт, произведенный после чистки сопла, дал правильный расход воздуха.

Считая коэффициент 1,32 постоянным для всех опытов 12-й серии, путем пересчета было получено истинное значение всех параметров процесса (табл. 3 и пунктирные кривые на графике фиг. 28).

Таблица 2

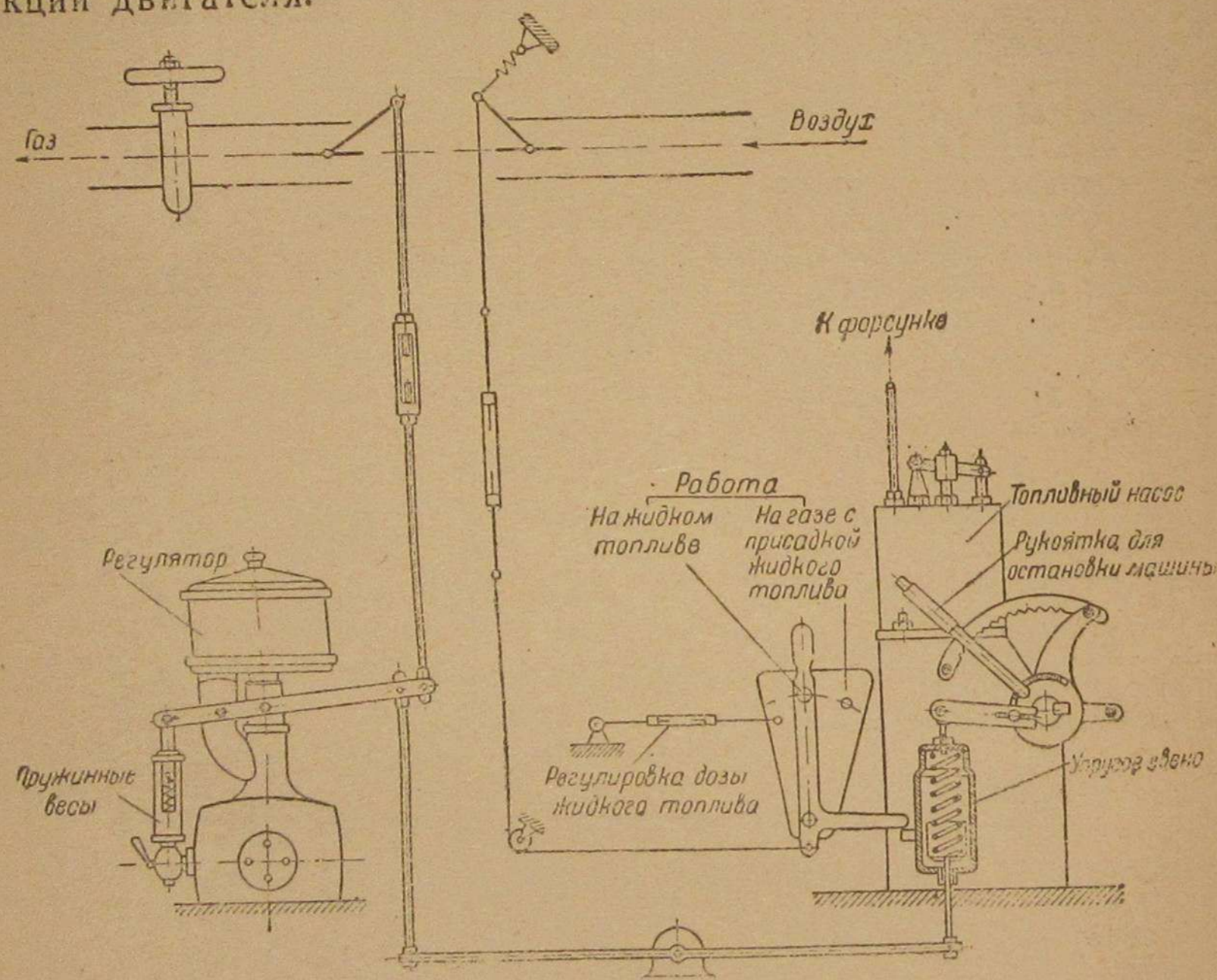
Параметры	Значения параметров при	
	всасывании воздуха через два сопла	всасывании воздуха через одно (воздушное) сопло
$\alpha$ по газовому анализу . . . . .	2,37	2,485
Часовой расход воздуха в м <sup>3</sup> при $p_0$ и $T_0$ по данным газового анализа . . . . .	203	208
Коэффициент подачи . . . . .	82,0	84,25
Часовой расход воздуха в м <sup>3</sup> при $p_0$ и $T_0$ через газовое сопло	151	0
Часовой расход воздуха в м <sup>3</sup> при $p_0$ и $T_0$ через воздушное сопло . . . . .	87	206
Часовой расход воздуха через оба сопла . . . . .	238	206
Разница в часовых расходах, определенных двумя методами .	35	2



12-й серией опыты были закончены, так как полученные результаты в отношении мощности, экономичности и величины максимального давления сгорания достаточно приближались к таковым при работе на жидком топливе и достаточно подробно характеризовали газожидкостный процесс.

### МЕХАНИЗМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ И ЕГО КОНСТРУКЦИЯ

Система регулирования и управления двигателем может быть осуществлена различными способами, в зависимости от конструкции двигателя.



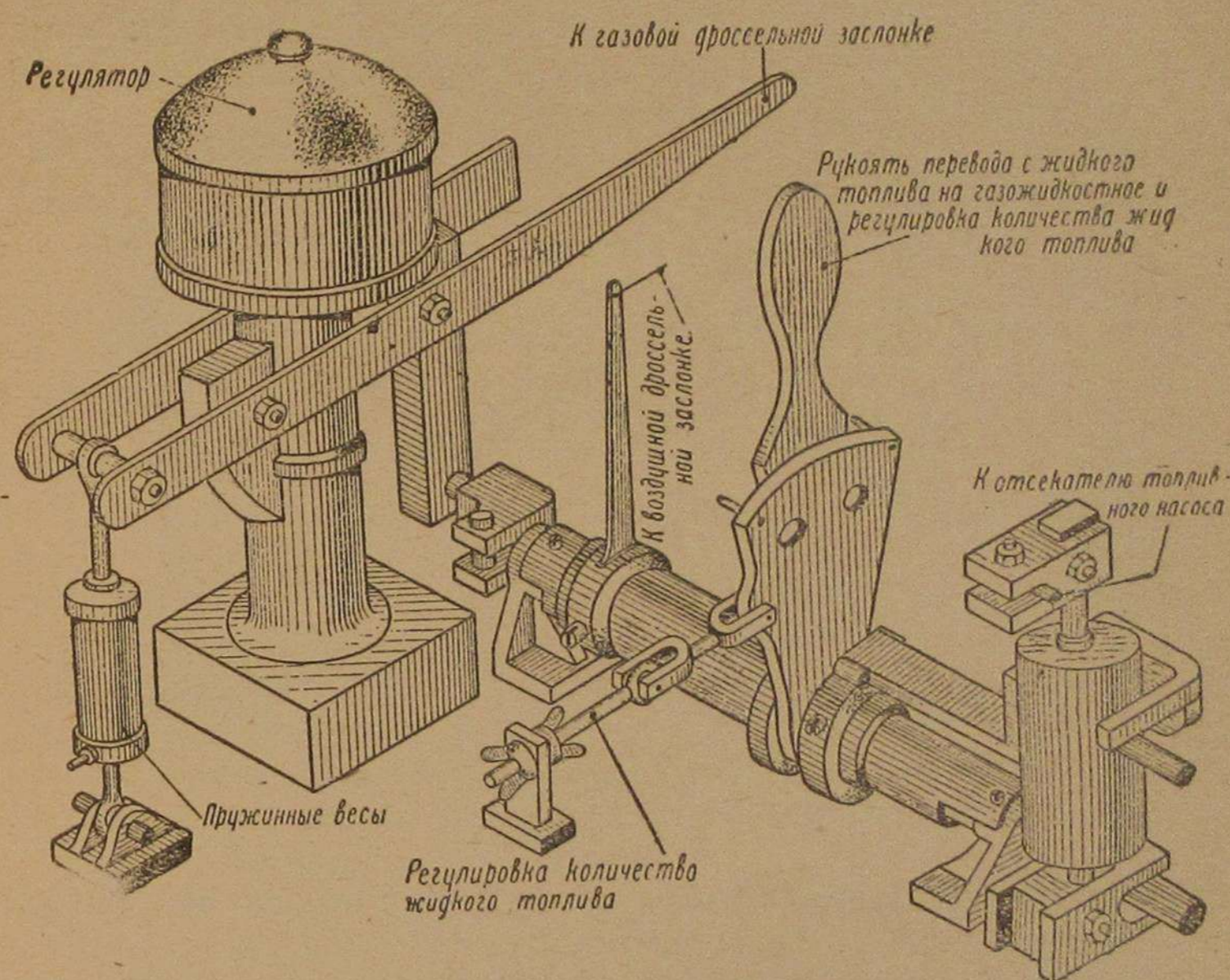
Фиг. 30.

Ниже приводится схема, разработанная для опытного двигателя, которая с теми или иными изменениями может быть применена к любому двигателю.

Коромысло регулятора (фиг. 30) связано с газовой заслонкой и с валиком отсечных клапанов топливных насосов. Первая связь жесткая, вторая упругая. Упругое звено у топливного насоса в целях надежности выполнено таким образом, что при работе двигателя только на жидком топливе увеличение подачи топлива производится через пружину, а уменьшение — помимо пружины. Таким образом при неисправности в механизме насоса пружина не может служить причиной разгона двигателя.

Корпус упругого звена соединен с рычагом отсечного валика. Воздействуя на корпус при помощи рычага переключения, по-

дачу жидкого топлива можно уменьшать до нуля, не мешая регулятору перемещать газовую заслонку. Таким образом при отклонении верхнего конца рычага переключения вправо ограничивается подача насоса и устанавливается нужная доза жидкого топлива. Регулятор, получая дополнительную нагрузку от пружины упругого звена, действует только на газ. Однако если установленная доза жидкого топлива велика (больше необходимой для холостого хода), то при малых нагрузках регулятор не только прикроет дроссель, но и уменьшит подачу жидкого



Фиг. 31.

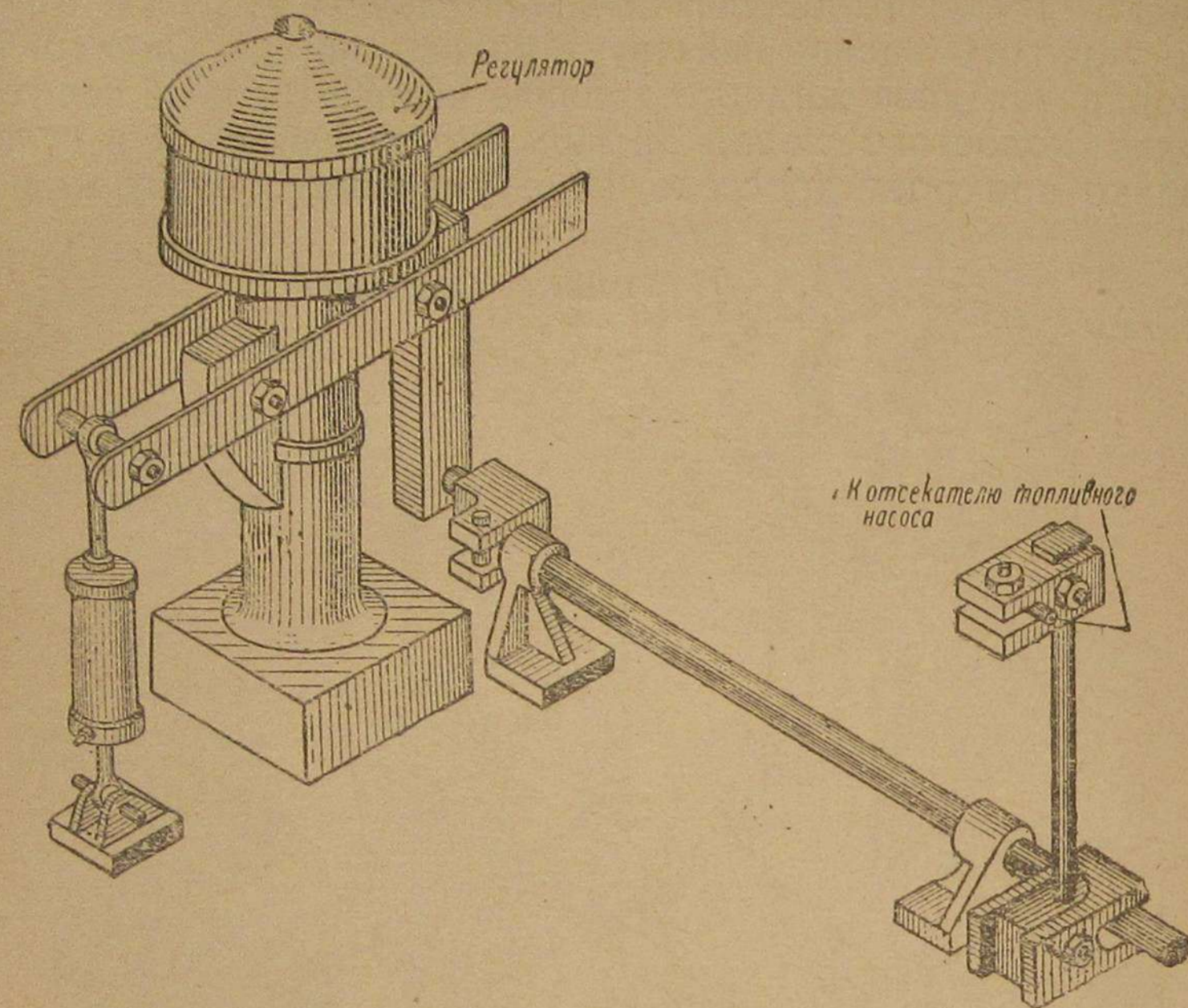
топлива. Тарелка упругого звена упрется в днище корпуса и переместит его вниз, так как рычаг переключения не препятствует этому перемещению. Таким образом даже и при больших присадках двигатель надежно предохранен от разгона.

Рычаг переключения фиксируется только в двух положениях: работы на жидком топливе и работы на газе с присадкой жидкого топлива. Для того чтобы второе положение соответствовало желаемой величине присадки, деталь, относительно которой производится фиксация рычага, может перемещаться.

Ввиду того что при переходе на газ требуется закрытие воздушного дросселя, последний может быть связан с рычагом переключения.

Конструктивное оформление механизма переключения для того же двигателя показано на фиг. 31.

Как видно из фиг. 32, изображающей тот же узел машины до перевода ее на газ, весь механизм переключения смонтирован на подшипниках валика, передающего движение от регулятора к топливному насосу.



Фиг. 32.

Все устройство очень компактно и совершенно не загромождает машину.

Ограничиваясь разобранным примером механизма переключения, укажем, что в зависимости от двигателя он может иметь различное конструктивное оформление при одной и той же принципиальной схеме.

#### ОКОНЧАТЕЛЬНЫЕ ВЫВОДЫ

Подводя итоги настоящей работы, проведенной в тяжелой обстановке осени и зимы 1941/42 г. в Москве, необходимо для правильной оценки полученных результатов констатировать два положения:

1. Задача перевода дизелей на газожидкостный процесс оказалась сложнее, чем это предполагалось вначале. Комплекс вопросов, связанных с решением этой задачи, в действительности значительно больше, чем это можно было предполагать, основываясь только на литературных данных.

Проведенная работа не решает задачу в целом, но полученный материал облегчит решение ее для ряда частных случаев.

2. Результаты некоторых испытаний, вследствие ряда причин, не обладают желаемой точностью и в ряде случаев устанавливают лишь порядок величин, а не их точное значение. Однако этот материал все же дает основание для правильных выводов, необходимых для скорейшего практического осуществления задачи.

Полученные лабораторией результаты показывают, что четырехтактный бескомпрессорный дизель со струйным распылением топлива может быть очень просто переведен на газ с присадкой жидкого топлива, причем реальная величина присадки жидкого топлива составляет 10—15%. Если основным является получение возможно высокой экономичности, то мощность его будет меньше развиваемой только на жидком топливе на 25—30%; если же возможно понижение экономичности до величины, характеризующей газовые двигатели, работающие по циклу Отто, то мощность двигателя почти не изменится.

При увеличении присадки жидкого топлива снижения мощности может и не быть вовсе. Стремление к присадкам меньше 10% дает незначительную экономию жидкого топлива, но требует постоянного наблюдения за состоянием топливоподающей системы.

Работа двигателя вполне надежна, как показало проведенное 20-часовое испытание на продолжительность.

При переводе бескомпрессорных дизелей на газ с присадкой жидкого топлива приходится варьировать опережением подачи жидкого топлива и степенью сжатия (при большой величине ее), несколько их уменьшая, чтобы получить  $p_z$  допустимой величины.

Максимальное давление сгорания  $p_z$  при работе на газе с присадкой жидкого топлива получается на 10—15% выше, чем на жидком топливе.

Повышение температуры выхлопных газов при работе на газе с присадкой жидкого топлива, вообще говоря, невелико и не вызывает никаких неприятностей.

С. Е. ЛЕБЕДЕВ

#### ПЕРЕВОД НА ГАЗ БЫСТРОХОДНОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ М-17

##### ВВЕДЕНИЕ

Тракторный дизель М-17 трактора ЧТЗ „Сталинец-65“ используется нередко в качестве стационарного двигателя. При этом мощность его с 75 л. с. при 850 об/мин понижается до 65 л. с.

Необеспеченность мелких стационарных установок жидким топливом, особенно повышенного качества, каким является легкое дизельное топливо, на котором только и может работать дизель М-17, делает чрезвычайно актуальной возможность исполь-

зования в качестве топлива генераторного газа из дров, являющихся местным и значительно менее дефицитным топливом.

Переделка двигателя для работы на газе по циклу Отто обладает, как известно, рядом существенных недостатков.

Значительно более простым и удобным является перевод на газ с присадкой жидкого топлива, который не требует никаких изменений в конструкции самого двигателя, не нуждается в электрическом зажигании, дает значительно меньшую потерю мощности, меньшее снижение экономичности и позволяет в любой момент переключить двигатель на жидкое топливо. Хотя при этом и приходится расходовать жидкое топливо, однако количество его невелико и составляет от 5 до 20% от расхода при полной нагрузке при работе двигателя только на жидком топливе.

Поэтому во всех случаях, когда допустим расход жидкого топлива в указанных пределах, газожидкостный процесс следует предпочесть чисто газовому процессу.

Перевод на газ с присадкой жидкого топлива двигателя М-17 осложняется тем, что этот двигатель имеет предкамерное смесеобразование. В предкамерных двигателях, как указывается в заграничной литературе, необходимо удаление предкамер или замена их вставками соответствующей формы. Однако тогда двигатель, переведенный на газ с присадкой жидкого топлива, лишается одного из своих главнейших преимуществ — возможности нормальной работы на жидком топливе, так как без предкамер он может развивать не более 50% своей нормальной мощности. Таким образом если мгновенное переключение двигателя с газа на жидкое топливо является обязательным условием при переводе двигателя подобного типа на газ, то или должно быть найдено какое-то особое решение задачи, или должны быть приняты те параметры газожидкостного процесса, которые являются характерными для него при сохранении предкамер.

Настоящая работа, выполнявшаяся по заданию Всесоюзной конторы Промзернопроект, ставила целью выявить возможность перевода на газ с присадкой жидкого топлива двигателя М-17 именно при обязательном условии сохранения возможности мгновенного переключения двигателя на работу только на жидком топливе (двигатели М-17 в системе Наркомзага используются в качестве главных двигателей элеваторных установок и мельниц, где остановки их из-за неполадок в работе газогенераторов, еще недостаточно освоенных на местах, или из-за недочетов самого газожидкостного процесса совершенно недопустимы <sup>1)</sup>).

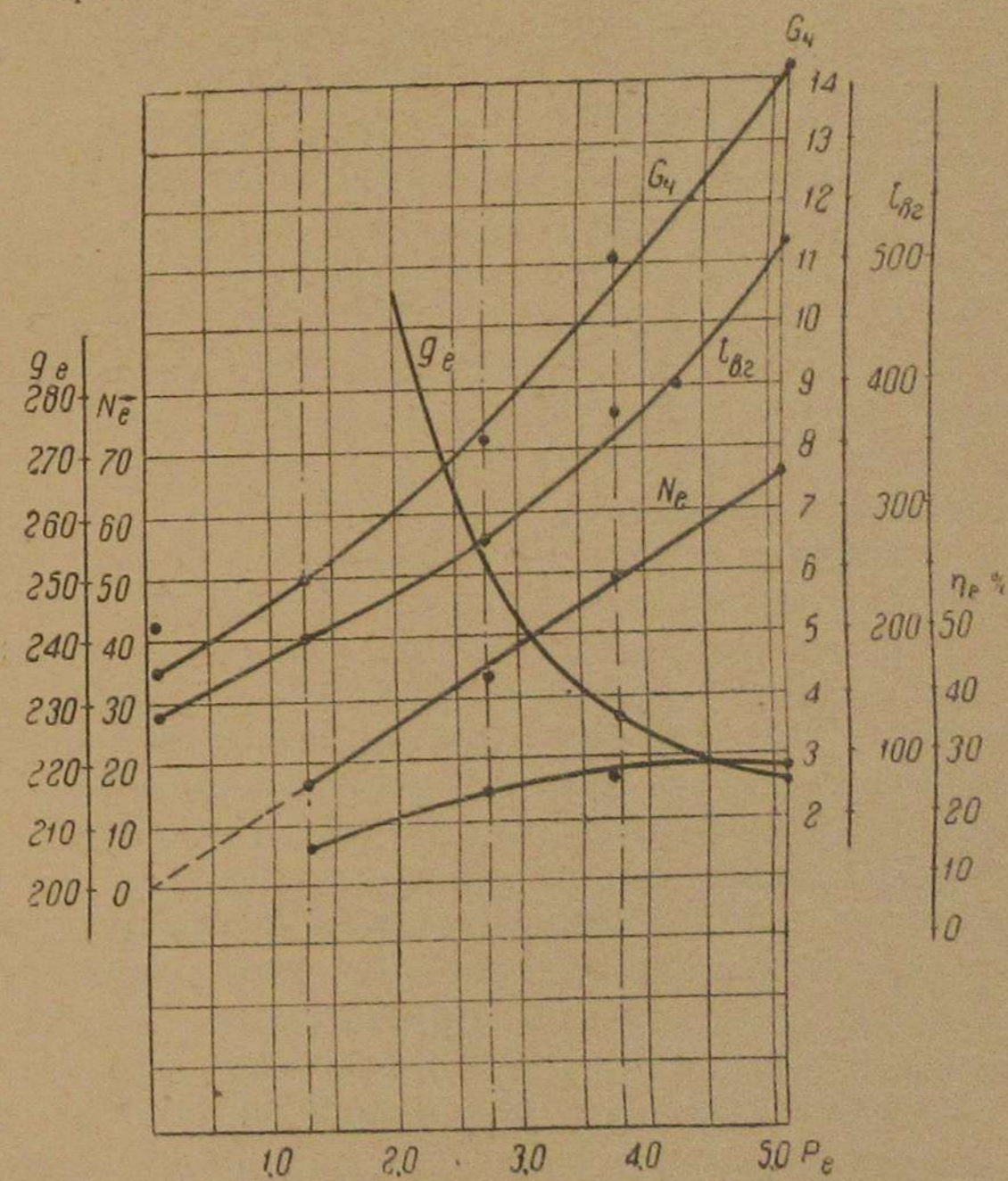
<sup>1)</sup> Работа выполнялась при участии и помощи сотрудников Всесоюзной конторы Промзернопроект инж. И. С. Букштейна, инж. М. Е. Дорфмана, инж. С. Г. Успенского, инж. Н. Т. Кузнецова и механика В. О. Булавенко.

Из сотрудников лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ им. Н. Э. Баумана активными участниками работы являлись аспиранты И. Н. Кутырин и Г. Б. Свиярев, инж. А. П. Пестров, ст. механик лаборатории С. Заплатин и механик А. А. Трифонов.

## ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ОПЫТНОГО ДВИГАТЕЛЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЕГО КОНТРОЛЬНОГО ИСПЫТАНИЯ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Двигатель М-17 Челябинского тракторного завода имеет:

мощность (длительная) . . . . .	65 л. с.
число оборотов . . . . .	850 об/мин
число цилиндров . . . . .	4
диаметр цилиндра . . . . .	145 мм
ход поршня . . . . .	205 "
литраж двигателя . . . . .	13,52 л
степень сжатия . . . . .	15,5
давление впрыска . . . . .	110—115 ат
смесеобразование — предкамерное.	



Фиг. 1.

Испытание двигателя на жидком топливе (соляровое масло) ставило целью выявить состояние двигателя, учитывая, что он перед этим был в капитальном ремонте.

Испытание проводилось при постоянном скоростном режиме и нескольких нагрузках, т. е. в условиях, в каких эти двигатели работают на установках Наркомзага.

При всех режимах двигатель работал безукоризненно. Его выхлоп был совершенно бесцветным.

Результаты испытания даны в табл. 1 и на графике фиг. 1.



к имеющемуся на двигателе воздушному фильтру, а патрубок у газовой заслонки—к трубопроводу, подводящему к двигателю газ. Учитывая небольшой объем смеси во всасывающем коллекторе и достаточно большую оборотность двигателя, не приходилось опасаться взрывов во всасывающем коллекторе, хотя перекрытие клапанов (всасывающего и выхлопного) составляет  $36^\circ$ . Если же такие взрывы изредка и будут происходить, то достаточно большое сечение в воздушном и газовом патрубках у дроссельных заслонок воспрепятствует возникновению высоких давлений, опасных для целостности коллектора.

Непосредственно у двигателя на газовом трубопроводе предусмотрена установка вентиля. Здесь же на опытной установке был расположен и водоотделитель, применение которого можно рекомендовать и для эксплуатационных установок.

Для ограничения подачи жидкого топлива и возможности воздействия регулятора на газовую дроссельную заслонку при ограниченной подаче жидкого топлива в системе регулятора пришлось сделать небольшие изменения.

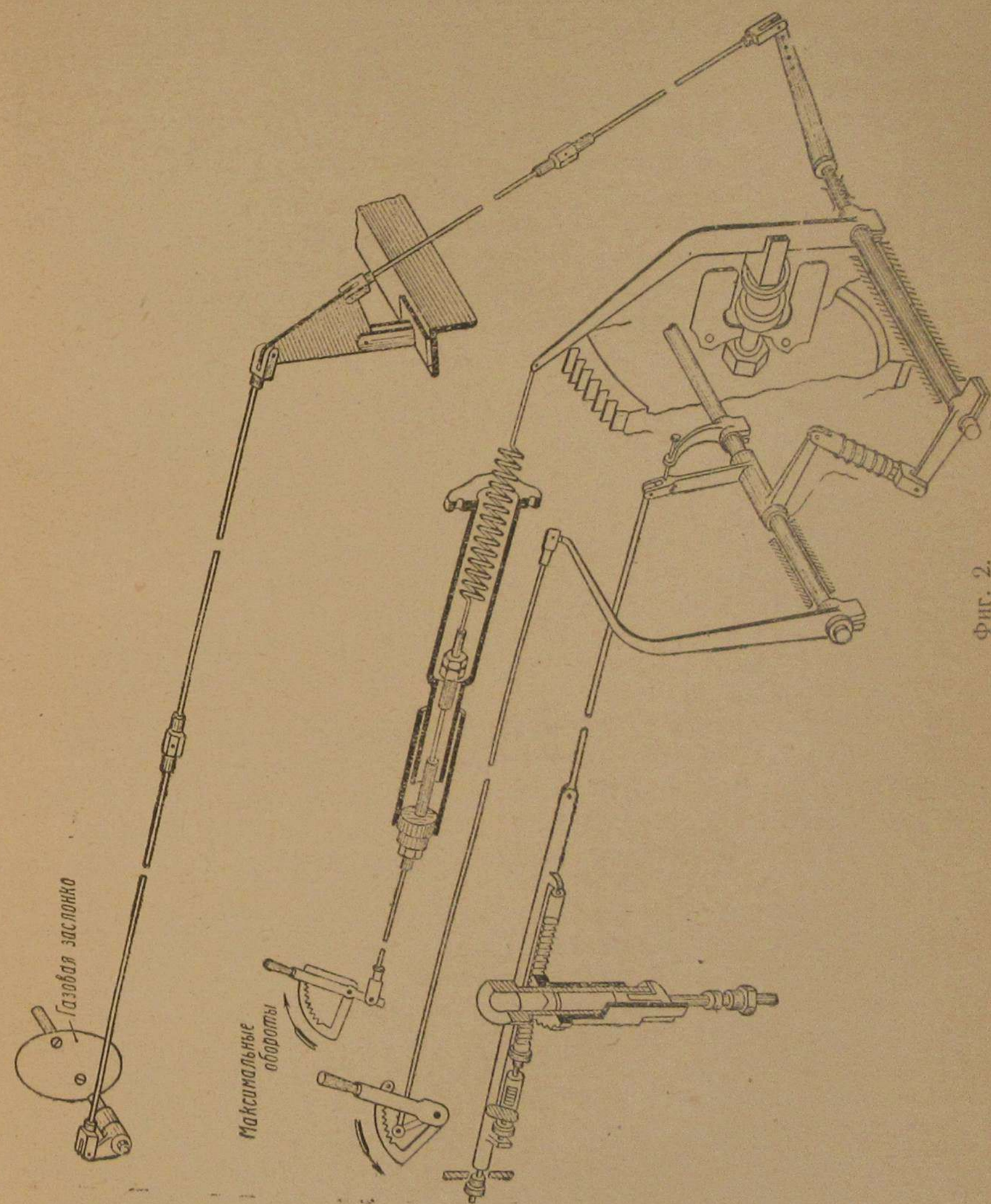
Как видно из фиг. 2, к валу рычага пружины регулятора был приварен дополнительный рычаг, конец которого был выпущен наружу через щель, которую пришлось сделать в кожухе регулятора. К этому концу рычага присоединяется одна из тяг передачи к газовой дроссельной заслонке.

Для того чтобы при ограничении подачи топлива не производилось задержки регулятора, в систему передачи к рейке топливного насоса включено упругое звено. Для этого регулируемая вильчатая тяга заменена новой, состоящей из двух деталей, стянутых между собой пружиной. Длину этой тяги, так же как и старой, можно регулировать, ввертывая одну часть ее в другую. Воздействие на топливный насос сохранено от имеющейся на двигателе рукоятки.

Когда рукоятка ограничения подачи жидкого топлива находится в одном из крайних положений и не прикасается рычажком, присоединенным к ней внутри кожуха регулятора, к деталям передачи от регулятора к рейке топливного насоса, то регулятор воздействует на топливный насос и на газовую дроссельную заслонку. Если газ закрыт, то двигатель работает только на жидком топливе. Если газ открыт, то двигатель получает и газ, и жидкое топливо. Благодаря специальному расположению пружины выключение подачи жидкого топлива производится без участия пружины, а включение—через пружину. Поэтому в случае ненормального увеличения трения рейки уменьшение подачи топлива будет происходить так же, как и в непеределанном двигателе, т. е. переделанный двигатель будет в одинаковых условиях с непеределанным в отношении предотвращения его разноса.

При ограничении подачи жидкого топлива регулятор, растягивая пружину упругого звена, будет воздействовать только на газовую заслонку. Если же подача газа и жидкого топлива превысит подачу, необходимую для данной нагрузки (при большой присадке жидкого топлива), то регулятор, ввиду односто-

ройного ограничения подачи жидкого топлива, начнет уменьшать количество и того и другого топлива. Поэтому при наладке системы регулирования длина тяг между регулятором и дрос-



Фиг. 2.

сельной заслонкой подбирается такой, чтобы газовый дроссель закрывался при подаче жидкого топлива меньше необходимой для холостого хода.

Предкамеры оставались на своих местах без всяких изменений.

Степень сжатия и опережение подачи топлива не изменялись.



Учитывая, что величина реальной присадки жидкого топлива будет составлять не менее 12—15%, никакого специального регулирования насосов не предусматривалось.

#### ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

После проведения многочисленных наладочных опытов было проведено окончательное испытание двигателя.

Это испытание ставило своей целью выявить основные параметры процесса для суждения о возможности перевода двигателя М-17 на газ с присадкой жидкого топлива с обеспечением возможности мгновенного переключения его на жидкое топливо.

При этом испытании подача газа регулировалась вручную, а регулятор автоматически воздействовал на топливный насос.

Нормальная система регулирования при воздействии регулятора на газ и установке дозы жидкого топлива от руки была опробована ранее и не показала каких-либо дефектов. Выявление параметров процесса одинаково возможно как при одном, так и при другом способе регулирования. А с точки зрения выявления минимальных присадок при различных нагрузках первый способ регулирования, безусловно, более удобен.

Испытание, к сожалению, пришлось вести на дровах повышенной влажности, что сказалось на теплотворной способности газа, а следовательно, и на величине минимальных присадок. Поэтому полученные результаты не являются парадными, а характеризуют работу двигателя в условиях повседневной эксплуатации, так как влажность дров на установках всегда будет порядка 30—35%.

Газ при испытании получался от газогенератора ЦНИИРФ-7.

При каждом опыте за исключением первого производился отбор газа в аспиратор Коро с последующим анализом газоанализатором ВТИ. Теплотворная способность подсчитывалась по составу газа. Для первого опыта теплотворность газа взята по опыту № 6.

Опыты велись при числе оборотов около 850 при переменных нагрузках — от близкой к холостому ходу до полной.

При нагрузке в  $\frac{3}{4}$  от нормальной, с целью выявления величины минимальной присадки, было проведено два опыта. При меньших нагрузках присадка поддерживалась примерно равной присадке при  $\frac{3}{4}$  нагрузки, чтобы приблизить работу двигателя к условиям работы его при автоматическом регулировании газа. Следовательно, смесь несколько обеднялась.

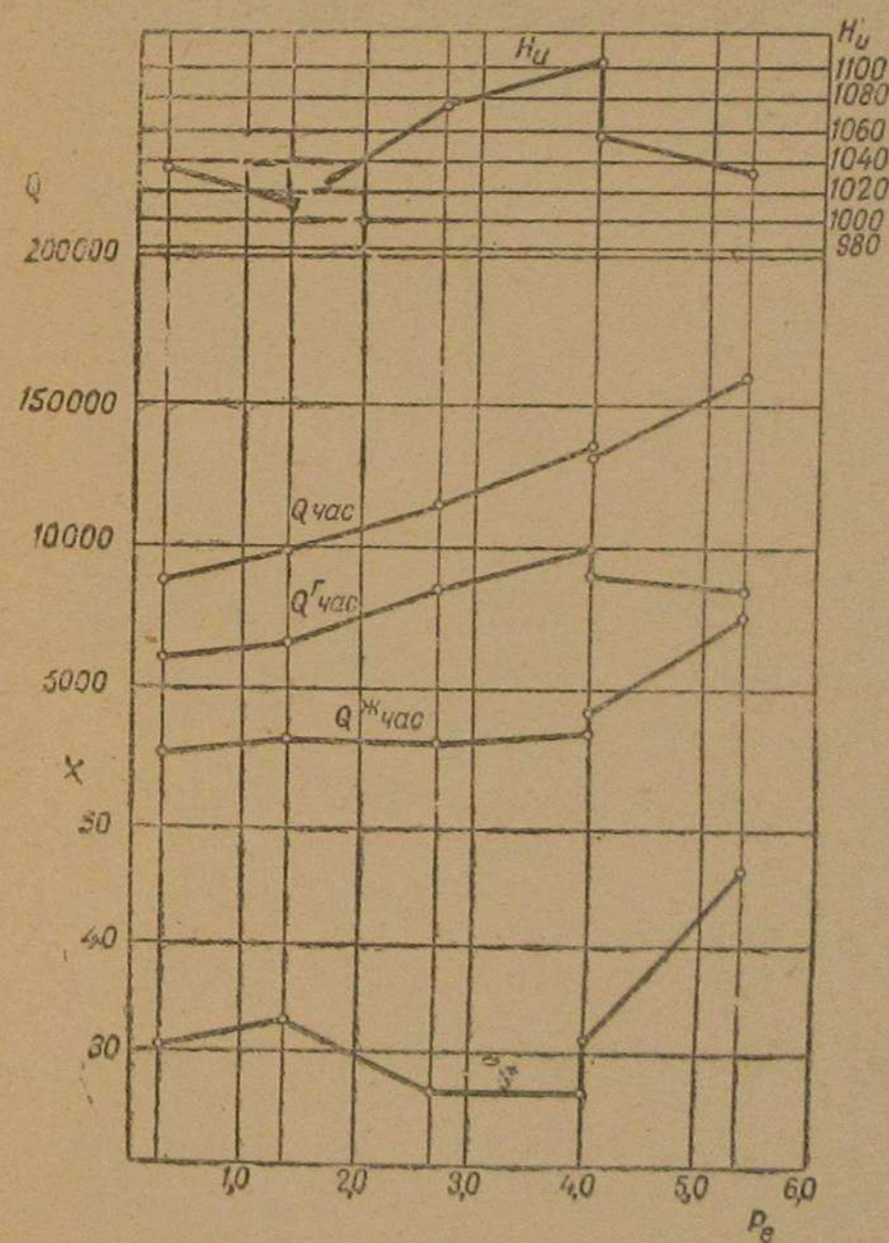
При полной нагрузке потребовалось увеличить присадку жидкого топлива и также несколько обеднить засасываемую смесь. Повидимому, полную нагрузку можно было получить только при некотором определенном соотношении между газом и жидким топливом, стремясь к тому, чтобы при этом присадка жидкого топлива была минимальной.

Температура охлаждающей воды поддерживалась ниже нормальной, так как более холодный двигатель несколько лучше работает на газе с присадкой жидкого топлива.

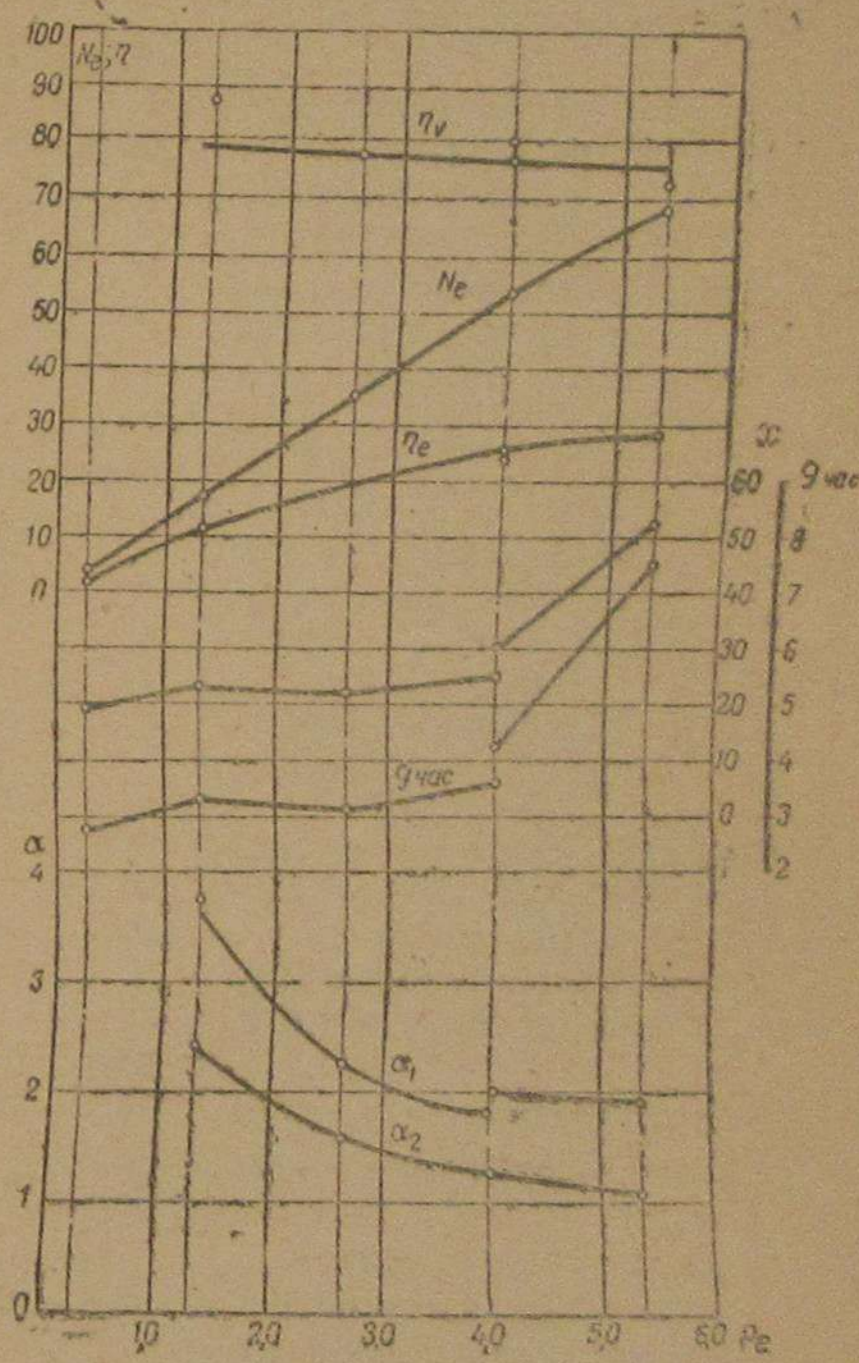
Результаты проведенных испытаний даны в табл. 2 и графически представлены на диаграммах фиг. 3, 4 и 5.

При теплотворной способности газа около 1100 кал/м<sup>3</sup> и нагрузке в 80% от нормальной ( $p_e = 5,07$  кг/см<sup>2</sup>) минимальная присадка жидкого топлива составила 25% от часового расхода жидкого топлива при полной нагрузке ( $G_{\text{час}} = 14,2$  кг/час) и 26,5% от всего вводимого в двигатель тепла. При этом эффективный к. п. д. оказался равным примерно 25% вместо 27,5% при той же нагрузке только на жидком топливе.

При присадке 29% эффективный к. п. д. оказался, как следовало ожидать, несколько выше, а именно 25,4%. Снижение



Фиг. 3.



Фиг. 4.

эффективного к. п. д. при работе на газе с присадкой жидкого топлива является нормальным. Этим же объясняется и несколько больший эффективный к. п. д. при большей присадке жидкого топлива.

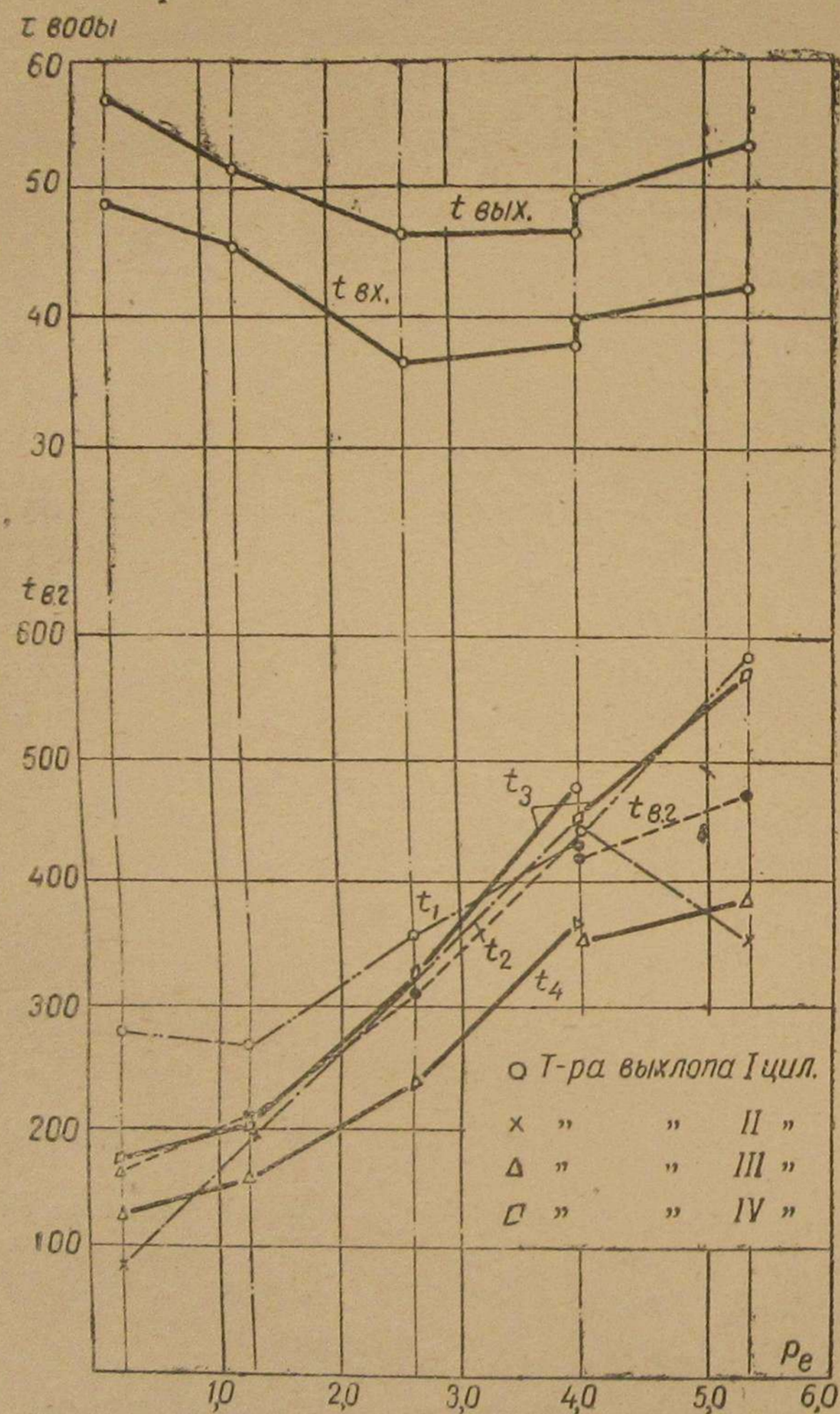
Получение ранее в наладочных опытах более низких присадок (около 15%) объясняется бывшей тогда более высокой теплотворностью газа вследствие более сухих дров.

Определенный по составу засасываемой смеси коэффициент избытка воздуха  $\alpha_1 = 1,81$  при нагрузке в 80% является довольно большим. Учитывая, что дальнейшее уменьшение  $\alpha_1$  не удава-



хорошо укладываются на кривую. Это дает основание считать полученные выше значения эффективного к. п. д. (фиг. 4) достаточно достоверными.

Коэффициент избытка воздуха на линии сжатия с уменьшением нагрузки возрастает, как это и должно быть при качест-



Фиг. 5.

венном регулировании, характерном для газожидкостного процесса.

Кривая коэффициента избытка воздуха на линии расширения  $\alpha_2$  имеет обычное протекание. Изменение коэффициента подачи по нагрузке показывает, что значения  $\eta_v$ ,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  в опыте № 2 завышены, повидимому, из-за неточностей в определении состава газа и смеси.

Кривые температур по цилиндрам указывают, что в четвертом цилиндре температура при всех нагрузках ниже, чем в других, и что второй цилиндр в опыте № 1 перестал работать. Некоторая незакономерность в протекании температур выхлопных газов, имеющих для опыта № 1 большие значения, чем этого можно было бы ожидать по кривым, объясняется несколько большим дросселированием воздуха, имевшим место в этом опыте.

Опыт № 6, соответствующий по  $p_e$  перегрузке двигателя в 6%, показывает, что такую нагрузку при газе с теплотворностью в 1025 кал/м<sup>3</sup> двигатель может развивать при присадке жидкого топлива в 52,7% от нормального расхода или, считая по теплу, при  $q = 47\%$ .

По состоянию машины чувствовалось, что данная нагрузка при данном качестве засасываемой смеси является предельной. Незначительное увеличение нагрузки сразу же вызывало резкое снижение оборотов двигателя.

Общий расход тепла и величина эффективного к. п. д. хорошо укладываются на соответствующие кривые. Величины же  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  и  $\eta_v$  не вызывают доверия и являются, безусловно, следствием ошибок при определении состава газа и смеси.

Чрезвычайно странно также распределение температур по цилиндрам, показывающее, что во втором и в четвертом цилиндрах величина их ниже, чем в предыдущем опыте при меньшей нагрузке.

Отсутствие индикаторных диаграмм не позволило дать исчерпывающее объяснение этих ненормальностей в работе второго и четвертого цилиндров.

Для полноты картины работы двигателя на газе с присадкой жидкого топлива нужно еще добавить, что при всех нагрузках, кроме максимальной, выхлоп был совершенно бездымным. Только в первом опыте, когда не работал второй цилиндр, выхлоп был видимым, беловатого цвета.

### ВЫВОДЫ

Проведенные испытания и наблюдения в процессе регулирования и наладки двигателя позволяют сделать следующие выводы.

1. Двигатель М-17 без всяких изменений в его конструкции и без выемки предкамер может быть переведен на газ с присадкой жидкого топлива таким образом, что в любой момент его можно переключить на нормальную работу только на жидком топливе.

2. При присадке жидкого топлива в пределах от 15 до 25% от расхода при полной нагрузке только на жидком топливе максимальная длительная мощность двигателя снижается до 80% от нормальной на жидком топливе.

При этом фактическая экономия жидкого топлива при данной нагрузке составит от 9,2 до 8,7 кг/час в зависимости от влажности дров, загружаемых в газогенератор.

\*

Для получения таких результатов вполне достаточно обычное регулирование подачи топлива по цилиндрам.

3. Возможна работа при полной нагрузке двигателя, но тогда присадка должна быть увеличена до 50% от нормального расхода только на жидком топливе.

4. При переходе на газ с присадкой жидкого топлива экономичность двигателя уменьшается на 2—3% по сравнению с той, которую он имеет нормально на жидком топливе.

5. Обе системы регулирования: с автоматическим воздействием на газ и с автоматическим воздействием на жидкое топливо одинаково пригодны для эксплуатации. При газе высокой калорийности (из сухих дров) система регулирования с автоматическим воздействием на газ будет удобнее и даст большую экономию жидкого топлива.

6. Как показали регулировочные опыты, двигатель работает лучше и ровнее при 950 об/мин, чем при 850 об/мин. Это дает основание считать, что при 1000 об/мин можно получить вполне хорошие результаты в отношении протекания рабочего процесса. Благодаря увеличению числа оборотов нагрузке в 65 л. с. будет соответствовать  $p_e = 0,85 p_{e \text{ норм}}$ . Следовательно, при этой нагрузке работа двигателя будет протекать с присадкой жидкого топлива в пределах 15—30%.

7. Ненормальности в работе двигателя, выражающиеся в прекращении работы того или другого цилиндра, сильно затрудняют его эксплуатацию в области больших нагрузок, снижая его мощность и экономичность, а в области малых нагрузок — только уменьшая экономичность. Причина этого, по видимому, заключается в проникании в цилиндры воды, которая при малых дозах топлива прекращает его воспламенение<sup>1</sup>.

Необходимо проверить на других двигателях, является ли этот недостаток присущим только тому двигателю, на котором велась данная работа, или же это недостаток, свойственный всем двигателям М-17.

8. Отсутствие данных о величине максимального давления в цилиндрах оставляет открытым вопрос об износах двигателя и о сокращении срока его службы.

С. Е. ЛЕБЕДЕВ

## ПЕРЕВОД НА ГАЗ ДВУХТАКТНОГО КАЛОРИЗАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ РЕГУЛЯТОРОМ

### ВВЕДЕНИЕ

Большое количество нефтяных двухтактных двигателей низкого сжатия с калоризаторным зажиганием и продувкой от кривошипной камеры при их низкой экономичности сулит дать

<sup>1</sup> Работы по переводу двигателя М-17 на газ с присадкой жидкого топлива, проведенные автором в 1944 г. в г. Чимкенте, дают основание считать высказанное предположение правильным. За все время наладки и регулировки двигателя М-17 в Чимкенте прекращения работы какого-либо из цилиндров ни разу не наблюдалось.

большую экономию дефицитного жидкого топлива в случае перевода этих двигателей на газ, вырабатываемый из местного низкосортного тсплига.

Задачу перевода двухтактных двигателей на газ можно решать двумя путями. По одному из них, более совершенному с точки зрения экономичности процесса, машину нужно продувать воздухом, а газ вводить отдельно после продувки, чтобы избежать его потери. Это требует конструктивных изменений в машине и изготовления вновь основных деталей. Такая переделка машины, конечно, не под силу рядовому потребителю.

Другой путь перевода двигателей на газ, менее совершенный с точки зрения экономичности, заключается в осуществлении продувки машины уже готовой смесью. При этом часть газа теряется при продувке, но сам двигатель не подвергается никаким изменениям.

Ввиду того что второй путь является более отвечающим требованиям военного времени, он и был принят к осуществлению. При этом предполагалось, учитывая неизбежную при переводе на газ потерю мощности двигателя, применять добавку жидкого топлива, чтобы в исключительных случаях можно было получить от двигателя и его нормальную мощность, которую он развивает на жидком топливе, но ценой затраты некоторого количества его. Однако, как выяснилось в процессе работы, это мероприятие оказалось излишним, так как полную мощность двигателя удалось получить другим способом.

Некоторые из результатов работы еще до окончания ее были подвергнуты проверке в промышленности и, оказавшись удачными, легли в основу ряда промышленных переделок двигателей для работы на газе, которые сейчас уже находятся в эксплуатации (Промзернопроект — Тамбовское отделение Заготзерно)<sup>1</sup>.

### ТЕПЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Для ориентировки в вопросах ожидаемой мощности и экономичности двухтактного двигателя низкого сжатия при работе на газе, осуществляемой путем продувки его газо-воздушной смесью, было проведено специальное исследование методом тепловых расчетов.

При этом рассмотрено три случая возможной работы двигателя подобного типа, а именно:

а) случай нормальной работы его, когда применяется жидкое топливо;

б) случай работы двигателя на газовом топливе;

<sup>1</sup> В работе принимали участие помимо руководителя ее и автора настоящей статьи доц. К. К. Лихарев, инж. И. Н. Кутырин, инж. А. П. Пестров и механики лаборатории К. С. Заплатин и А. А. Трифонов.

Кроме того, необходимо отметить постоянный интерес и конкретную помощь в работе со стороны нач. КЭУ ГИУ НКО генерал-майора Л. С. Колядко и сотрудника КЭУ НКО инж. Г. С. Тонконогова.

в) промежуточный случай, когда к газу делается присадка жидкого топлива.

Последний случай представляет интерес с точки зрения возможности повышения мощности двигателя при работе на газе и доведения ее до нормальной мощности, развиваемой на жидком топливе, если перевод двигателя на газ вызовет снижение его мощности.

Из-за невозможности точно оценить все параметры процесса исследование пришлось вести обычным методом сопоставления результатов, полученных для каждой серии. Поэтому для правильного выявления основных особенностей процесса в основу расчетов пришлось положить ряд общих допущений и упрощений, а именно:

1. Для исключения известной неопределенности, вносимой в процесс впрыском воды, которого при работе на газе, возможно, и не будет, все исследование проведено при допущении отсутствия впрыска воды.

2. Для исключения произвольности в оценке показателей политроп сжатия и расширения указанные процессы приняты адиабатическими. Вследствие этого параметры процесса, характеризующие мощность и экономичность двигателя, хотя и несколько завышены, но имеют большую сравнительную ценность.

3. Для исключения произвольности в оценке количества воздуха или смеси, теряемых при продувке, принято, что потеря продувочного тела во всех случаях составляет одну и ту же долю от общего количества продувочного тела, засосанного кривошипной камерой, а именно  $(1 - \varphi) = 0,35$ . Эта величина характерна для двухтактных кривошипно-камерных двигателей при нормальных условиях работы. Однако при дросселировании всасывания в кривошипную камеру и уменьшении количества продувочного тела можно ожидать меньшей величины утечки, что улучшит работу двигателя при малых нагрузках.

4. Среднее давление сопротивлений во всех случаях принято одинаковым, а именно  $0,95 \text{ кг/см}^2$ . Эта величина характерна для машин данного типа и при нормальных условиях работы почти не зависит от режима двигателя. Однако при дросселировании всасывания в кривошипную камеру среднее индикаторное давление в ней может изменяться и, следовательно, несколько изменять принятую величину среднего давления сопротивлений.

5. Для исключения произвольности коэффициент выделения тепла для всех случаев принят одинаковым — равным  $0,85$ .

6. Теплоемкость сжимаемого заряда, учитывая незначительное количество многоатомных газов, для упрощения задачи принята равной теплоемкости двухатомных газов.

7. Теплоемкость продуктов сгорания для всех случаев подсчитана по данным Лангена-Шребера, как более удобным для пользования.

В первой серии расчетов, характеризующей работу двигателя на жидком топливе (расчеты 1, 2, 3 и 4), при различных нагруз-

ках, тепловые расчеты произведены для различных коэффициентов избытка воздуха.

Во второй серии расчетов (расчеты 5, 6, 7 и 8) представлена работа того же двигателя при различных нагрузках на газе, для чего изменялось количество продувочной смеси постоянного состава ( $\alpha = 1,2$ ).

В третьей серии расчетов для выявления влияния величины присадки жидкого топлива на мощность тепловые расчеты (9, 10, 11 и 12) сделаны для постоянного количества продувочной смеси, но переменных доз жидкого топлива, причем состав газозоудной смеси выбирался таким, чтобы коэффициент избытка воздуха на линии расширения оставался неизменным.

При выполнении тепловых расчетов, помимо вышеуказанных, приняты следующие (общие) исходные величины:

Состав жидкого топлива:

$C = 86,4\%$ ,  $H = 12,6\%$  и  $O = 1,0\%$  по весу.

Теплотворная способность (низшая)  $Q_u = 10\,000 \text{ кал/кг}$ .

Состав генераторного газа из дров:

$CO_2 = 14,9\%$ ;  $CO = 12,7\%$ ;  $O_2 = 0,3\%$ ;  $C_nH_m = 0,3\%$ ;

$CH_4 = 2,7\%$ ;  $H_2 = 18,1\%$  и  $N_2 = 51,0\%$  по объему.

Теплотворная способность (низшая)  $H_u = 1124 \text{ кал/м}^3 (0^\circ \text{Ц и } 760 \text{ мм рт. ст.})$ .

Давление окружающей среды и начала сжатия:

$$p_0 = p_a = 1 \text{ ата.}$$

Температура окружающей среды и температура газа:

$$T_0 = T_r = 288^\circ \text{ абс.}$$

Степень сжатия:  $\varepsilon = 6$ .

Доля хода поршня, занятая выхлопными окнами:

$$0,20 S; (\theta = 0,20).$$

В расчетах первой серии приняты:

а) коэффициент подачи кривошипной камеры:

$$\eta_{v \text{ к.к.}} = 0,70 \text{ для всех нагрузок;}$$

б) коэффициент избытка воздуха в рабочем цилиндре:

$$\alpha = 1,4; 1,7; 2,5; 4,0;$$

в) подогрев воздуха от стенок:

$$\Delta T_0 = 12; 10; 8; 5^\circ \text{ Ц (соответственно);}$$

г) температура остаточных газов:

$$T_r = 894; 816; 685; 570^\circ \text{ абс. (соответственно).}$$

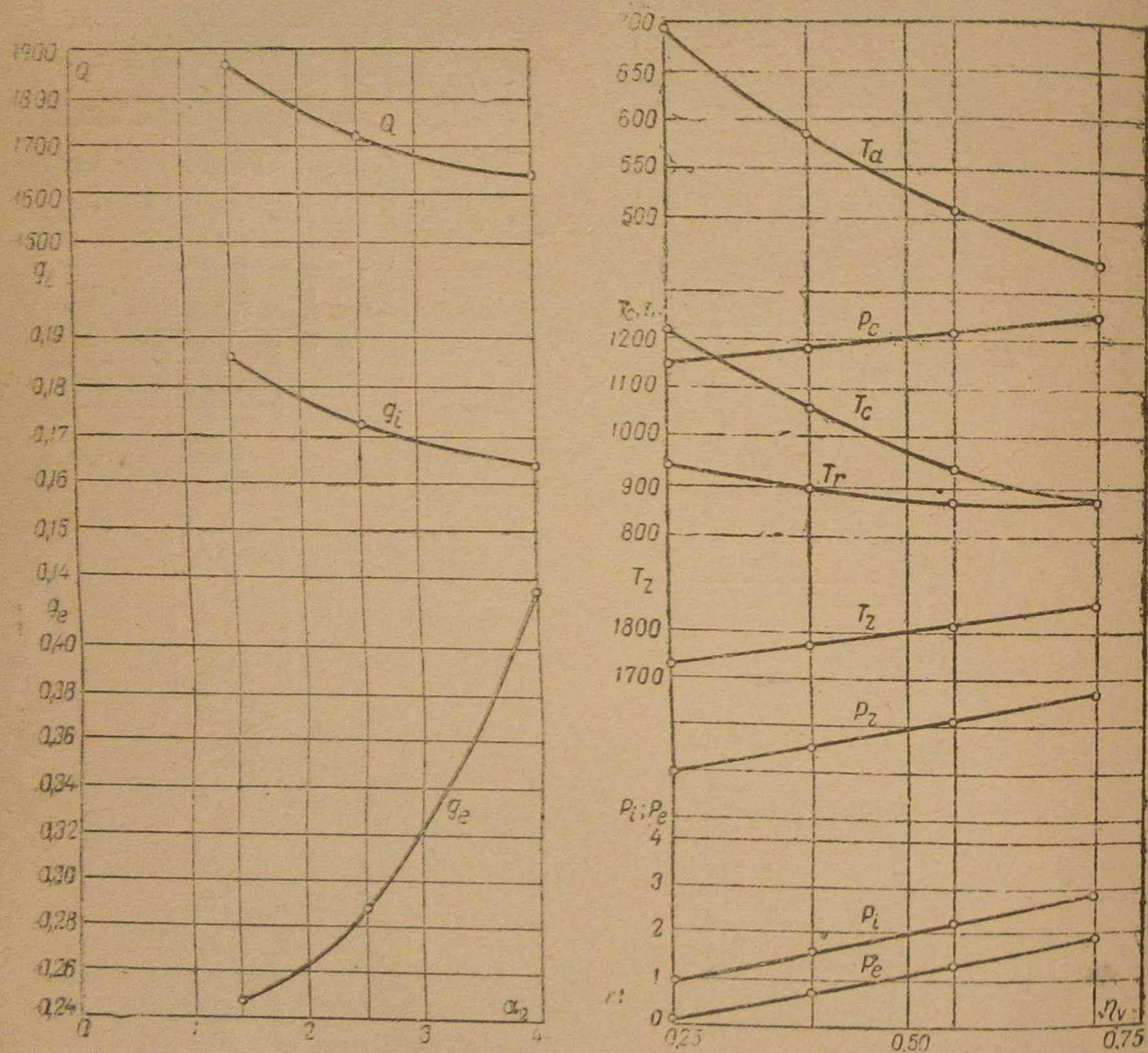
Принятые  $T_r$  в результате ряда просчетов достаточно точно согласуются с получаемыми по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}$$



Сопоставление конечных результатов расчетов показывает, что при принятых допущениях ( $\eta_{в.к.к} = 0,7$  и  $\alpha = 1,2$ )  $p_e$  при работе на газе на 27% меньше, чем на жидком топливе, при нормальной нагрузке.

Снижение индикаторной экономичности процесса при больших нагрузках относительно невелико, составляя ~3% в величине  $\eta_{ит}$ , наличие же утечек газа при продувке резко меняет картину в худшую сторону: на жидком топливе при  $p_e = 2,6 \text{ кг/см}^2$   $\eta_e \approx 25\%$ , тогда как на газе  $\eta_e = 14,1\%$ .



Фиг. 3.

Фиг. 4.

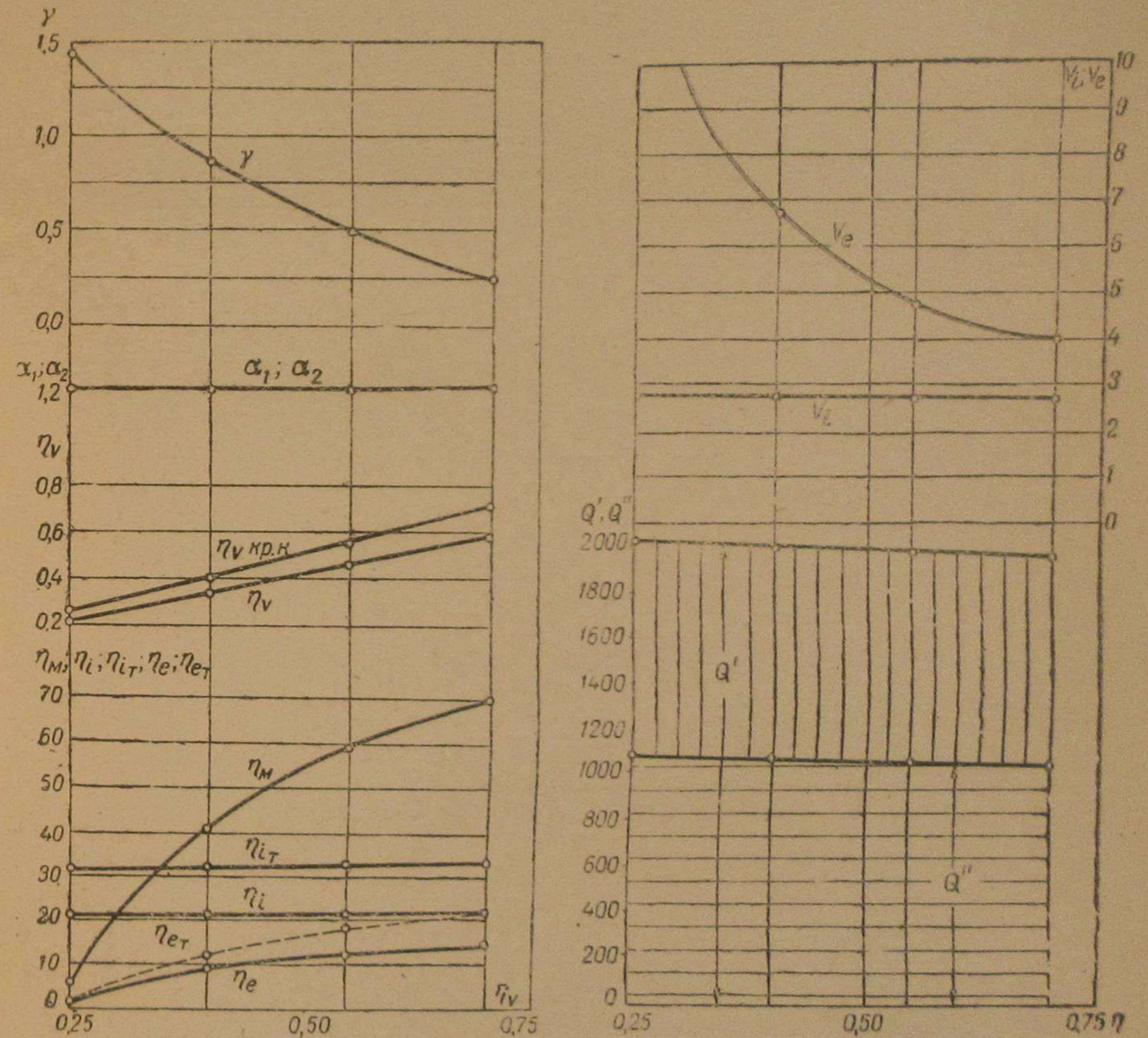
Для наглядности на графике фиг. 6 приведены кривые количества тепла, даваемого газом, остающимся в цилиндре  $Q'$ , и количества тепла, теряемого с газом во время продувки  $Q''$  на каждую индикаторную силу в час.

Если некоторое повышение  $p_e$  является возможным путем увеличения  $\eta_{в.к.к}$  и снижения  $\alpha$ , то увеличение экономичности путем снижения величины утечки мало вероятно.

Графики фиг. 7—9 иллюстрируют результаты третьей серии тепловых расчетов.

Здесь за основу принят случай максимальной мощности на газе, когда доля тепла, вводимого с жидким топливом,  $q = 0$ . По оси абсцисс графиков отложена величина  $q$ . Таким образом графики показывают, как с увеличением присадки изменяется максимальное  $p_e$  двигателя и прочие параметры процесса.

Ввиду того что максимальное  $p_e = 2,97 \text{ кг/см}^2$  получено на жидком топливе при  $\alpha = 1,4$ , увеличение присадки до  $q = 0,5$ , как и следовало ожидать, не поднимает величины  $p_e$  газожид-



Фиг. 5.

Фиг. 6.

костного процесса до его значения при работе на нефти. При  $q = 0,5$   $p_e = 2,575 \text{ кг/см}^2$ ,  $p_z = 25,88 \text{ кг/см}^2$  и  $\eta_{ит} = 32,6\%$ .

Ввиду того что с увеличением  $q$  обедняется смесь, которой производится продувка двигателя,  $\eta_e$  с увеличением  $q$  увеличивается, доходя при  $q = 0,5$  до  $\eta_e = 18,82\%$ .

На фиг. 9  $Q'$  представляет количество тепла на каждую индикаторную силу в час, выделяющееся при сгорании остающегося в цилиндре газом,  $Q''$  — количество тепла, теряемого





с газом при продувке, и  $Q_{ж}$  — количество тепла, вводимое жидким топливом.

Анализ материала, полученного в результате исследования, показывает, что при переводе двигателя на газ нужно ожидать:

1) снижения максимальной мощности двигателя по сравнению с мощностью, развиваемой на жидком топливе, если за счет лучшего смесеобразования не удастся получить  $\alpha$  меньше 1,2 и увеличить каким-либо способом коэффициент подачи кривошипной камеры;

2) отсутствия повышения  $p_z$  при одинаковых  $p_e$ ;

3) резкого падения  $\eta_e$  из-за утечки газа при продувке, с которым можно бороться только изменением способа питания машины газом, что в применении к машинам малой мощности нецелесообразно из-за большой сложности их переделок.

Учитывая, что у нас в Союзе имеется еще большое количество нефтянок, расходующих 400—440 г/э. с. ч. дефицитного жидкого топлива, что соответствует  $\eta_e = 15,8 — 14,4\%$ , следует признать, что эффективный к. п. д. в  $14\%$  при работе на газе из местного топлива является вполне допустимым для маломощных двигателей.

#### ОПЫТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ И ЕГО ПЕРЕДЕЛКА ДЛЯ РАБОТЫ НА ГАЗЕ

Для проведения экспериментальной части работы был выбран совершенно новый двигатель завода им. Кирова „Красный прогресс“. Этот двигатель имеет следующие параметры:

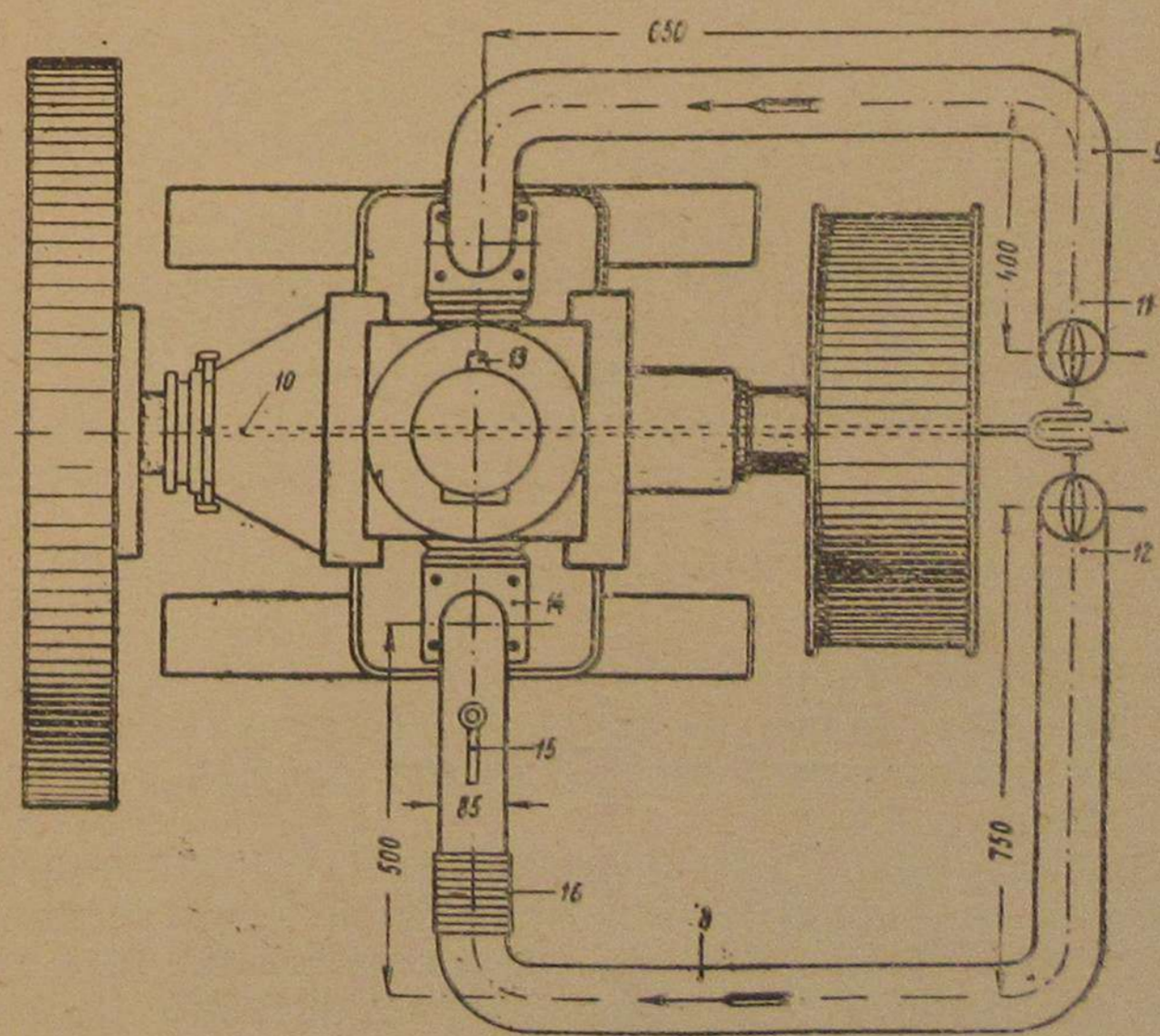
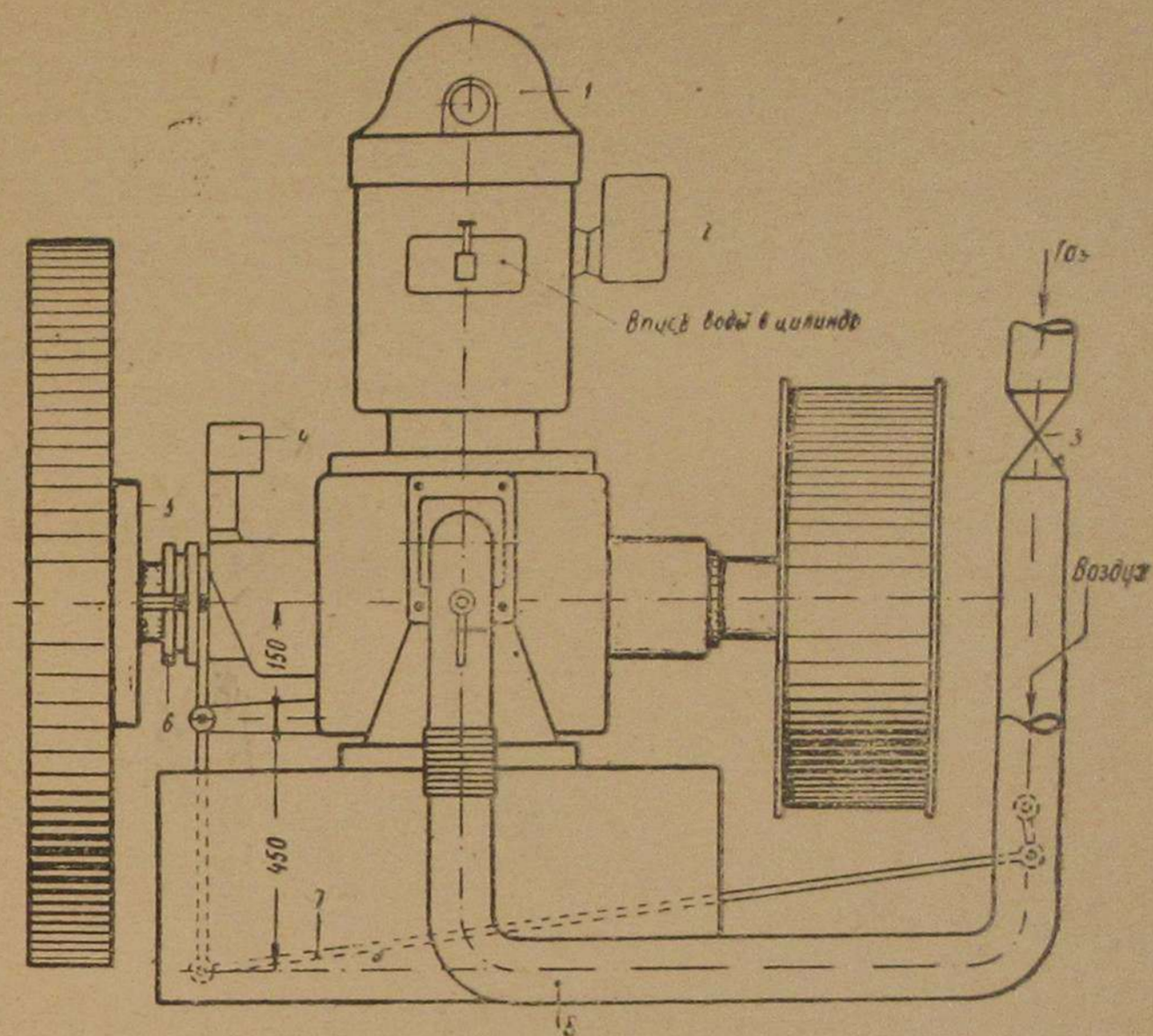
мощность . . . . .	22 л. с.
число оборотов . . . . .	500 об/мин
диаметр цилиндра . . . . .	200 мм
ход поршня . . . . .	240 "
среднее эффективное давление . . . . .	2,63 кг/см <sup>2</sup>
давление вспышки . . . . .	22 атм
давление сжатия . . . . .	10 "
степень сжатия . . . . .	4,6 "
расход топлива . . . . .	275 г/э. с. ч.
Допускаемая перегрузка — 20% . . . . .	30 мин.

Двигатель имеет калоризатор типа Бульдог-Ланц (фиг. 12), центробежный регулятор, топливный насос со скошенным кулачком, капельник для впрыска воды при продувке и два всасывающих клапана в кривошипной камере.

Переделка двигателя на газ, как видно из принципиальной схемы фиг. 10, осуществлена следующим образом. Без какого-либо специального смесительного устройства газ и воздух подведены к двигателю отдельно. Смешение газа с воздухом производится непосредственно в кривошипной камере. Таким образом отсутствует какой-либо объем смеси перед двигателем, что всю установку делает более безопасной в отношении взрывов.

Учитывая возможность взрывов в кривошипной камере, предусмотрено предохранительное устройство (фиг. 11).

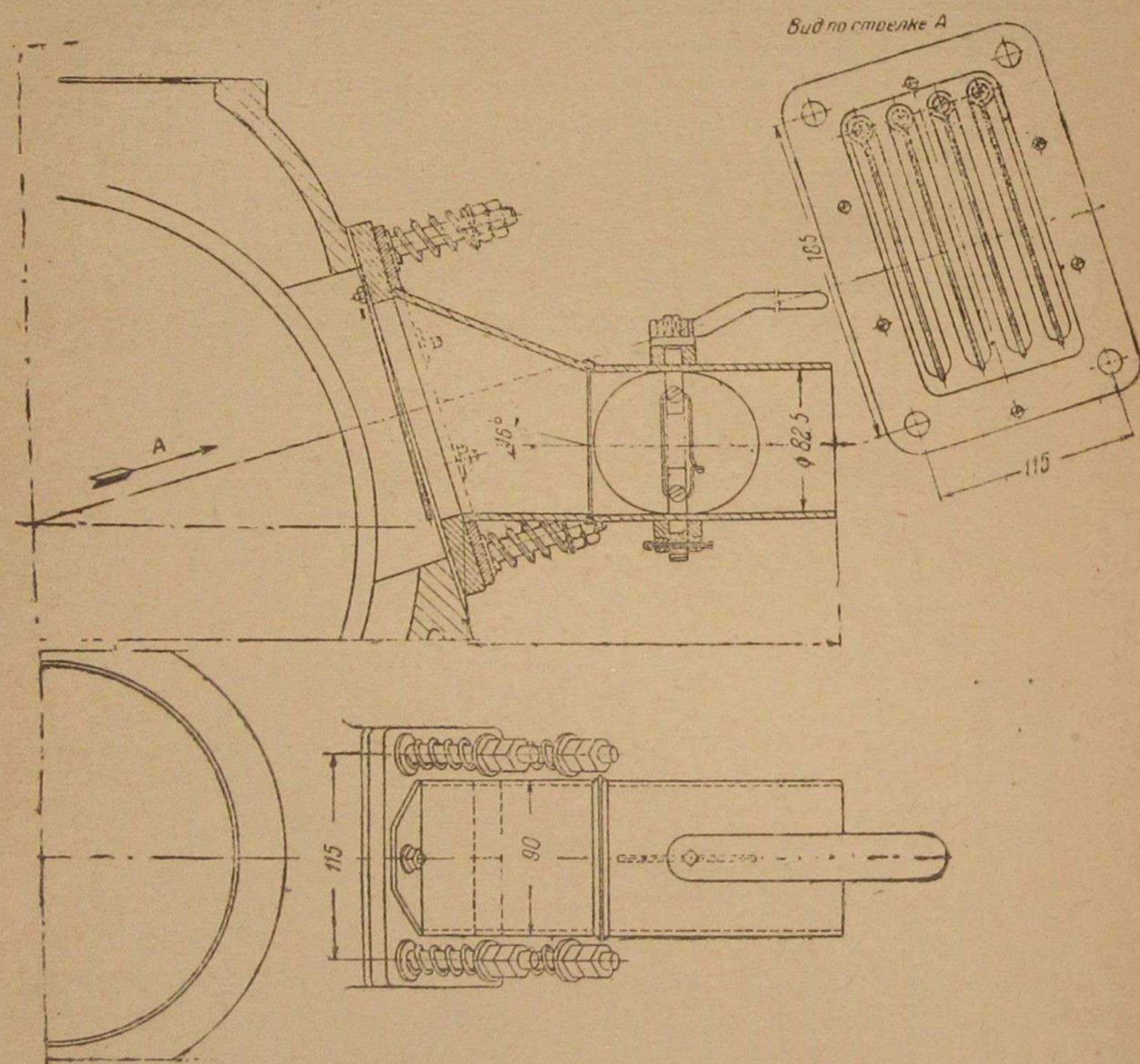
Решетка воздушного всасывающего клапана крепится к картеру не гайками, как обычно, а через пружины, затяжка которых



Фиг. 10.

подобрана таким образом, чтобы решетка открывалась при избыточном давлении в 1 ат.

Для количественного регулирования на трубопроводах, подводящих газ и воздух к двигателю, поставлены дроссельные заслонки. Для использования имеющегося на двигателе центробежного регулятора на скошенном кулачке топливного насоса проточена канавка. В нее входят шипы вилки рычага, другой конец которого тягой связан с воздушной и газовой дроссельными заслонками. Опора этого неравноплечего рычага, увеличивающего перемещение кулачка почти в 4 раза, расположена



Фиг. 11.

под корпусом топливного насоса двигателя. Таким образом весь механизм передачи движения от скошенного кулачка как муфты регулятора к дроссельным заслонкам расположен в продольной плоскости двигателя.

Такое расположение механизма оказалось возможным потому, что двигатель установлен на двух балках, параллельных оси коленчатого вала. При принятии такого механизма (как простейшего для выполнения) трубопроводы, подводящие к двигателю газ и воздух, пришлось также расположить в продольной плоскости двигателя с торца машины, что усложнило несколько

конфигурацию трубопроводов и увеличило нерегулируемый объем газа.

Кроме того, на газовом трубопроводе был поставлен вентиль для включения и выключения газа, а на воздушном трубопроводе у самого всасывающего клапана смонтирован дроссель для ручного регулирования количества засасываемого воздуха.

Соединение воздушного патрубка у всасывающего клапана с трубопроводом, ведущим к дросселю, находящемуся под воздействием регулятора, пришлось выполнить при помощи упругого резинового шланга, чтобы такое соединение не ограничивало движений решетки всасывающего воздушного клапана при взрывах в кривошипной камере.

Необходимо отметить что предохранительный клапан было бы значительно лучше расположить не на передней части машины, где он до известной степени угрожает безопасности обслуживающего персонала, а под глушителем. Однако возможность повреждения гибкого соединения при открытии клапана определяет установку его только на воздушной линии; место же установки воздушного клапана было выбрано из соображений повышения экономичности процесса.

Питание двигателя газом осуществлено от дровяного газогенератора марки ЦНИИРФ-7 (Ногатинского судоремонтного завода), предназначенного для четырехтактных двигателей мощностью 70 л. с. Большой избыток мощности этого газогенератора по сравнению с опытным двигателем, который по расходу газа равноценен четырехтактному двигателю в 33 л. с., был весьма нежелателен, так как при малых нагрузках газ должен был получаться плохого качества; учитывая это, было предусмотрено искусственное повышение производительности газогенератора путем дутья. Получавшийся при этом избыточный газ выпускался наружу.

Нормальное разрежение у двигателя устанавливалось при помощи специальной дроссельной заслонки.

Указанный способ, совершенно недопустимый в условиях нормальной эксплуатации, вполне приемлем для данного исследования, ставящего целью изучение работы на газе только двигателя, а не всей установки в целом.

#### ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ И РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ОПЫТЫ

Убедившись в том, что на жидком топливе двигатель работает совершенно нормально и при полной нагрузке имеет расход в 265—270 г/э. с. ч., были произведены попытки перевода его на газовое топливо.

Переделка двигателя полностью соответствовала сделанному выше описанию, но регулятор двигателя в целях облегчения его работы был связан только с газовой дроссельной заслонкой. Управление воздушной заслонкой производилось от руки.

Опыты с двигателем вскоре показали, что работа его на газе чрезвычайно сильно зависит от качества газа. При газе, полу-

ченном из дров влажностью примерно 25%, двигатель легко переводится на газ, иногда даже с одного раза, не останавливается при шуровке и загрузке газогенератора и вполне удовлетворительно работает при нагрузке в 80%. Выступ калоризатора при этой нагрузке имеет яркочерную окраску. Работа двигателя при этом — такая же четкая и ровная, как и на жидком топливе, — протекает на газе значительно мягче, причем давления вспышек очень невысоки (~ 16 *атм*). Необходимость впрыска воды отсутствует. Самая незначительная подача воды вызывает пропуски вспышек, перебои и падение мощности.

Нагрузка двигателя в 80% является почти предельной. При меньших нагрузках двигатель вначале работает также хорошо, но затем калоризатор начинает остывать, и появляются пропуски вспышек. При нагрузках, меньших 50%, работа двигателя неустойчива, и возможны остановки его из-за остывания калоризатора.

При дровах влажностью большей, чем 25%, сильно затруднен перевод двигателя на газ; двигатель останавливается при шуровке и загрузке газогенератора, и предельная мощность получается около 70%.

Калоризатор при этом режиме имеет темнокрасную окраску. При меньших нагрузках калоризатор совершенно темнеет, и все отмеченные выше явления, связанные с остыванием калоризатора, наступают значительно раньше.

Опыт работы с подогревом калоризатора лампой показал, что переход к малым нагрузкам всегда сопровождается появлением пропусков вспышек, причем количество пропусков увеличивается с убыванием нагрузки и достигает максимума при холостом ходе.

Работа двигателя при недостаточно горячем калоризаторе сопровождается стуками. Остановки двигателя при постороннем подогреве калоризатора не происходит, даже при холостом ходе.

Проведенные опыты показали также, что, подобрав состав смеси соответствующей установкой воздушной дроссельной заслонки для максимальной нагрузки двигателя, положение ее при всех прочих режимах двигателя можно не изменять. При малых нагрузках нет существенной разницы в работе двигателя на бедных и богатых смесях.

Такая нечувствительность двигателя к составу смеси удобна с точки зрения возможности упрощения системы регулирования, что весьма существенно для данного двигателя, имеющего регулятор с небольшой перестановочной силой.

Возможность применения качественного регулирования позволяет связывать регулятор только с газовой дроссельной заслонкой, что облегчает его работу и выполняется им достаточно удовлетворительно.

Для довершения характеристики работы машины надо еще сказать о взрывах смеси в кривошипной камере. Как предварительные, так и описываемые ниже опыты не дали точных данных

о том, какие условия работы способствуют возникновению этих взрывов.

Взрывы, вообще говоря, происходили довольно редко, но при самых разнообразных режимах двигателя как на бедных, так и на богатых смесях. Было замечено лишь, что вероятность возникновения взрывов до известной степени увеличивается с ухудшением качества газа.

Для того чтобы прокладка между решеткой клапана и картером не разрушалась при взрывах, пришлось воспользоваться кожей, прикрепляя ее к решетке винтами с головками впотай.

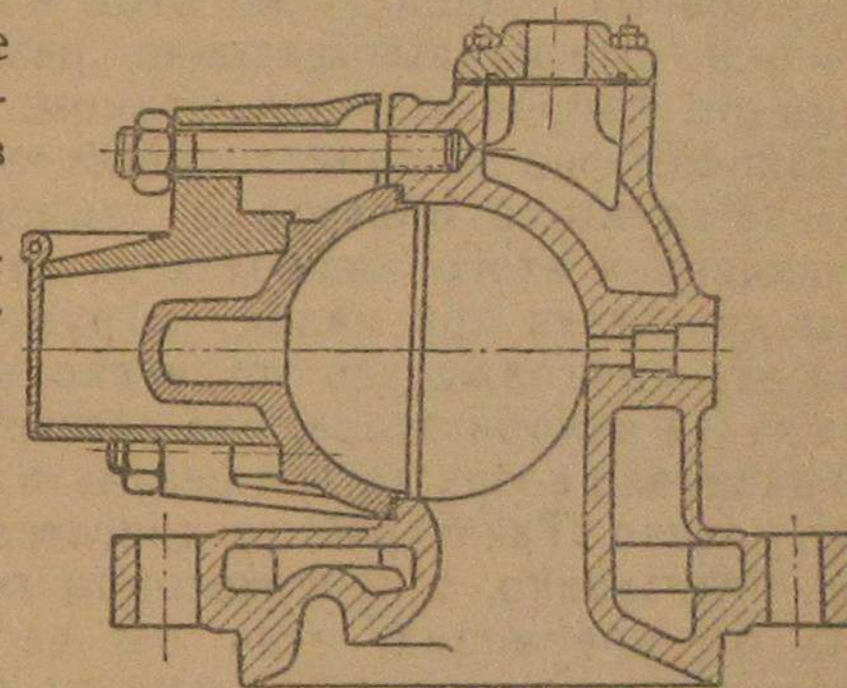
Таким образом результаты этой первой части проведенной работы показали, что двухтактный двигатель низкого сжатия с зажиганием от калоризатора работать на газе может, но работа его чрезвычайно сильно зависит от: а) состава газа, б) состояния калоризатора и в) нагрузки двигателя. Для получения решения, пригодного для промышленности, необходимо или вовсе устранить, или хотя бы уменьшить влияние этих факторов на работу двигателя.

В основу последующей работы были положены следующие соображения.

В газовой машине в камере сгорания находится однородная смесь. Поэтому количество тепла, которое отдается стенкам калоризатора, зависит от объема заключенной в нем смеси и от теплотворной способности этой смеси. Помимо объема калоризатора весьма существенным для получения высокой температуры его стенок является форма калоризатора. При одной форме, помимо теплоотдачи в окружающую среду, может быть большая теплоотдача лучеиспусканием внутренним охлаждаемым стенкам камеры сгорания; при другой форме, наоборот, меньшая. Какое-то влияние на температуру калоризатора оказывает, конечно, и величина степени сжатия. Очевидно, калоризатор данного двигателя (фиг. 12), типа Бульдог-Ланц, является неподходящим для работы на газе.

Повидимому, газовому двигателю нужен калоризатор замкнутой сферической формы, объем которого составлял бы большую относительную долю от всего объема камеры сжатия, или калоризатор, имеющий большую поверхность соприкосновения со смесью, находящейся в камере сгорания, и небольшую внешнюю теплоотдающую поверхность.

Помимо остывания калоризатора при малых нагрузках второй особенностью процесса на газе является возникновение пропусков вспышек.



Фиг. 12.

Перебои, возникающие при работе двигателя при малых нагрузках, являются характерной особенностью двухтактного газового двигателя, вызываемой уменьшением концентрации газа в смеси и сильным загрязнением смеси продуктами сгорания. Смесь выходит за пределы воспламеняемости, при этом воспламеняемость смеси, как показали наблюдения, зависит, повидимому, и от температуры калоризатора.

Работа двигателя на смесях с малой концентрацией газа вследствие сильного загрязнения смеси остаточными газами становится возможной только после повторной, а иногда и многократной продувки цилиндра, повышающей эту концентрацию до величины, соответствующей низшему пределу ее воспламеняемости. В результате этого двигатель делает один или несколько пропусков, а затем происходит воспламенение и сгорание увеличенной порции смеси, дающей избыточную работу на покрытие пропущенных ходов. При этом возможны и преждевременные вспышки смеси, вызывающие резкое повышение давления в цилиндре, сопровождаемое стуком.

Закономерность происходящих явлений, как уже указывалось, связана каким-то образом с температурой калоризатора. Подтверждением этого являются не раз наблюдавшиеся случаи работы двигателя при малой нагрузке точно в четыре такта. Работа эта продолжалась по нескольку минут, а затем, по мере остывания калоризатора, она расстраивалась: количество пропусков начинало возрастать, в результате чего вспышки происходили нерегулярно. Такая работа двигателя при малых нагрузках связана, безусловно, с перерасходом горючего, но она практически была бы приемлема, если бы не была ограничена временем. Таким образом улучшение работы двигателя при малых нагрузках также связано с нахождением способа повышения температуры калоризатора.

Первое мероприятие, сделанное для улучшения работы двигателя, заключалось в повышении степени сжатия путем увеличения толщины прокладок в шатуне. Ввиду того что при подъеме поршня на 4 мм выступ на днище его уже упирался в головку, можно было поставить прокладку только в 3 мм, что изменяло степень сжатия с 4,6 только на 4,8. Такое незначительное изменение  $\epsilon$  не дало видимых результатов.

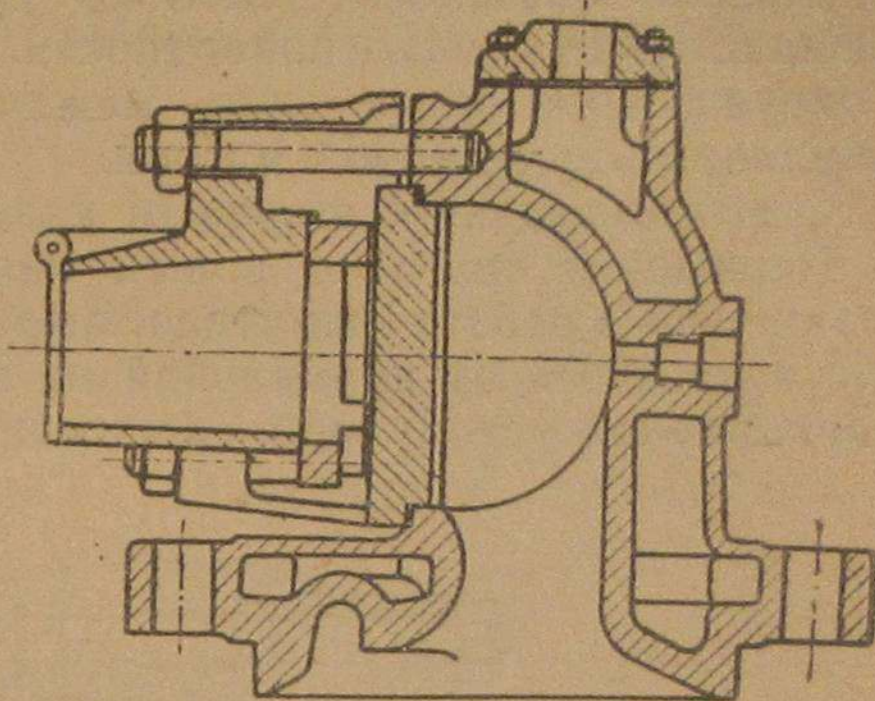
Дальнейшее повышение степени сжатия было произведено подрезкой опорного фланца калоризатора, в результате чего при неизменном объеме калоризатора он уменьшил объем главного пространства сжатия на 127 см<sup>3</sup>, что дало повышение степени сжатия до 5,1. Работа двигателя улучшилась, но незначительно.

Тогда была сделана попытка улучшить работу машины путем уменьшения тепловых потерь калоризатора в окружающую среду. Для этого полость между шаровой частью калоризатора и колпаком была заполнена асбестовой массой. Для нагрева калоризатора перед пуском был оставлен только цилиндрический отросток в его середине. Двигатель с калоризатором, снабженным

изоляция, очень плохо пускался в ход из-за трудности разогрева калоризатора, но на газе работал заметно лучше, что выражалось в некотором повышении нагрузки, которую он мог развивать неограниченное время и в более длительном холостом ходу.

Наличие теплоизоляции, однако, чрезвычайно затрудняло съемку калоризатора. Введение проволочного каркаса в асбестовую массу мало улучшило положение. После каждой разборки асбестовую набивку приходилось выполнять заново, что связано с известной потерей времени и неудобно при эксплуатации.

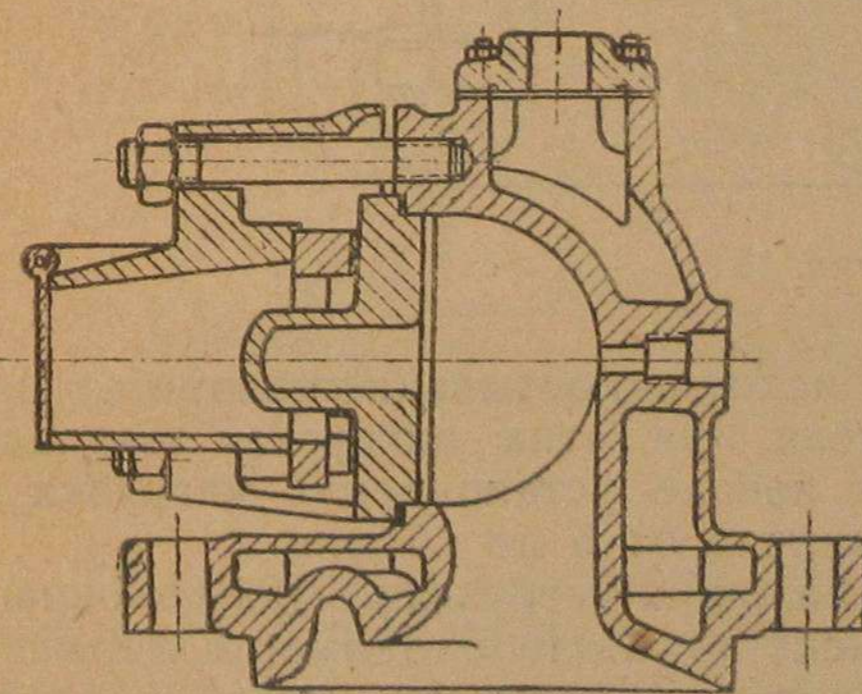
После этого нормальный калоризатор двигателя был заменен достаточно толстой стальной пластиной (фиг. 13), в результате чего степень сжатия повысилась до  $\epsilon = 6,35$ . Несмотря на совершенно темную окраску калоризатора, двигатель легко, как никогда ранее, пускался на жидком топливе и достаточно хорошо работал на нем с нагрузкой. Однако на газе двигатель работал хуже, чем с подрезанным калоризатором.



Фиг. 13.

Полученный результат, несмотря на повышение степени сжатия, является исключительно следствием неблагоприятной формы калоризатора и интересен в том отношении, что служит известным подтверждением правильности приведенных выше соображений о выборе калоризатора для газового двигателя.

Попытка улучшить работу калоризатора путем приварки в середине его отростка, подобно имеющемуся у нормального калоризатора данного двигателя (фиг. 14), дала очень незначительный эффект улучшения работы двигателя на газе.



Фиг. 14.

Не имея возможности отлить новые калоризаторы и головки двигателя, для следующего опыта был использован имеющийся в наличии шаровой калоризатор от нефтяного двигателя мощностью в 12 л. с. завода им. Кирова „Красный прогресс“.

Этот двигатель, как известно, имеет ту же размерность, как и опытный двигатель, но несколько пониженную степень сжа-

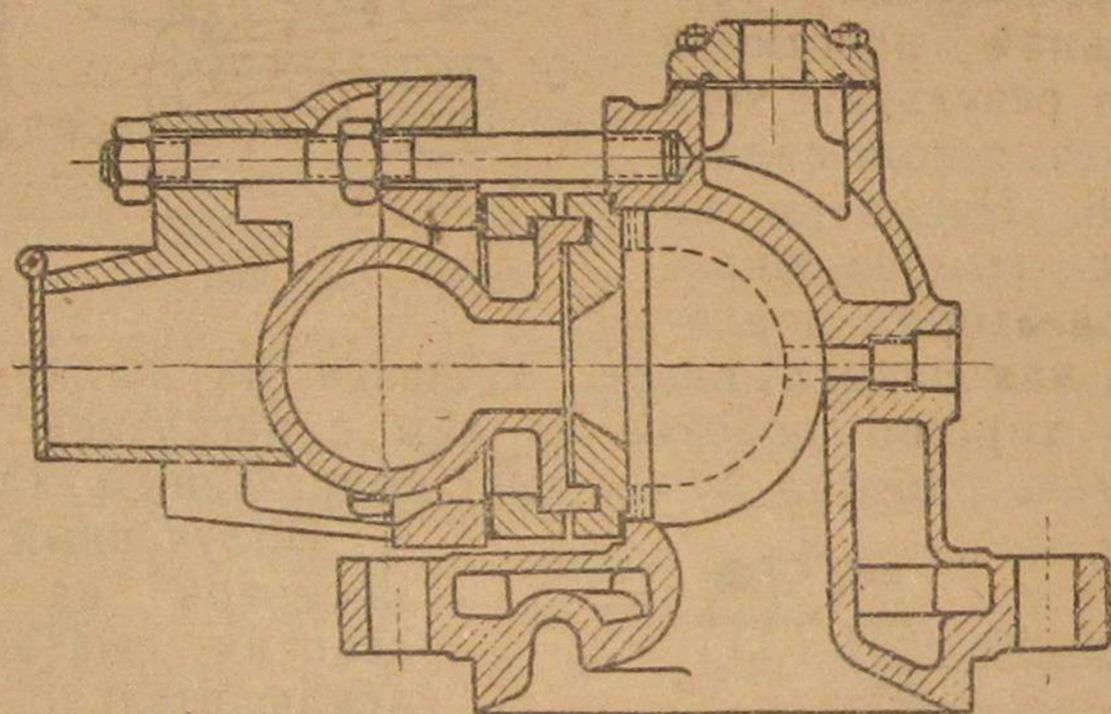
тия.

тия. Калоризатор на головке двигателя (фиг. 15) пришлось установить посредством промежуточного фланца и имевшегося в наличии массивного кольца вместо нормального нажимного колпака, который не проходил через шар нового калоризатора.

Для защиты калоризатора от внешнего охлаждения колпак от машины в 22 л. с. пришлось установить поверх кольца. Все соединение оказалось довольно громоздким и имело большие внешние охлаждающие поверхности. Для уменьшения теплотерь в окружающую среду щель между кольцом и торцом головки заполнялась асбестовой массой.

Степень сжатия с шаровым калоризатором  $\epsilon = 5,52$ .

Первые же опыты с новым калоризатором показали резкое улучшение в работе двигателя, выразившееся в увеличении мощности до 100% от нормальной на жидком топливе и снижении минимальной устойчивой мощности до 35%.



Фиг. 15.

При меньших нагрузках происходило остывание калоризатора. Длительность работы двигателя при этих нагрузках зависела от состояния калоризатора в начале установления нагрузки и от величины нагрузки и составляла от 5 до 40 мин.

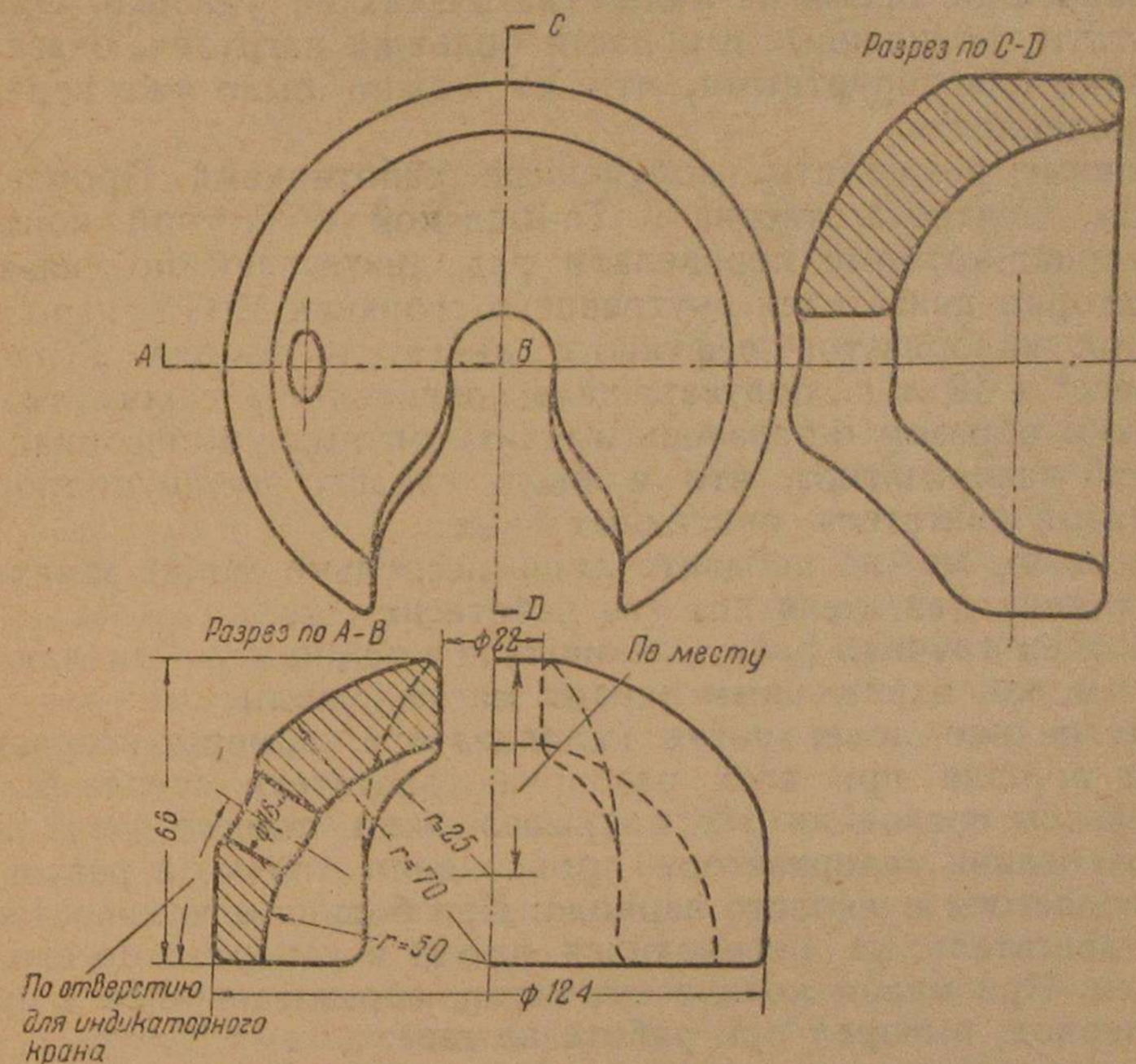
Окраска калоризатора при больших нагрузках была яркочерная и машина требовала впрыска воды. Необходимость впрыска вызывалась некоторой жесткостью работы без воды, а главное — отказом принимать нагрузку. Давление сгорания во всех случаях было не выше получавшегося на жидком топливе.

Объем шарового калоризатора был меньше объема нормального калоризатора испытываемой машины, поэтому представляло большой интерес выяснить, какое же улучшение работы могло бы дать относительное увеличение его объема. Выяснить влияние только одного этого фактора на процесс, к сожалению, не пришлось из-за указанной выше невозможности отлить новый калоризатор и новую головку.

Относительное изменение объема калоризатора было произведено при помощи специальной чугушной вставки, которая

вводилась в главную камеру сгорания. Форма этой вставки показана на фиг. 15 (пунктиром) и на фиг. 16. Вставка прижималась к задней стенке головки калоризатором при помощи гофрированной медной прокладки.

Такое ненадежное, на первый взгляд, крепление, как показали опыты, оказалось вполне достаточным. Для того чтобы вставка не могла повернуться относительно оси форсунки, она фиксировалась специальным упорным болтом. Вставка имела объем 280 см<sup>3</sup>.



Фиг. 16.

Таким образом относительный объем калоризатора с 15,8% при  $\epsilon = 5,52$  без вставки увеличился до 20,0% с установленной вставкой. К сожалению, вставка изменяла не только относительный объем калоризатора, но и степень сжатия машины с 5,52 до 6,7. Кроме того, находясь в камере сгорания и имея высокую температуру, она могла играть роль и теплового аккумулятора.

Опыты со вставкой были проведены с двумя калоризаторами: нормальным — типа Бульдог-Ланц и калоризатором машины в 12 л. с. При шаровом калоризаторе мощность машины (кратковременная) увеличилась до 120% нормальной. Длительность работы машины вхолостую (при переходе с полной нагрузки) доходила иногда до 40 мин. Со вставкой двигатель мог удовлетворительно работать даже с неудачным для газа нормальным калоризатором машины.

Опыты с обоими калоризаторами проводились как при повышенной степени сжатия (за счет поставленной ранее прокладки в шатуне), так и при пониженной ( $\epsilon = 6,25$ ) после выемки ее. Уменьшение степени сжатия было вызвано стремлением к использованию всей площади продувочных окон, так как при повышенной степени сжатия часть ее перекрывалась поршнем. Понижение степени сжатия не дало никаких видимых изменений в работе машины.

Таким образом все возможности, имевшиеся в распоряжении лаборатории, были исчерпаны. Добиться возможности работы неограниченное время на малых нагрузках не удалось. Однако результаты, полученные в области больших нагрузок, оказались настолько благоприятными, что их можно было уже передать промышленности.

Удачные результаты, полученные работниками Промзерно-проекта, Центрозаготзерна и Тамбовской областной конторы Заготзерна, которые переделали ряд двигателей по указанию лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ, используя шаровой калоризатор нефтяного двигателя завода „Красный прогресс“ в 18 л. с., подтверждали правильность такого вывода.

Таким образом оставалось выявить оптимальный вариант изменений калоризатора, что и было сделано путем подробных испытаний двигателя, описанных ниже.

Здесь же можно добавить лишь несколько общих замечаний о состоянии двигателя при его работе на газе.

Во всех случаях работы двигателя выхлоп его был или бесцветным, или окрашенным парами масла и воды.

Внутренние поверхности калоризатора, камеры сгорания и днища поршня при всех разборках двигателя всегда были в прекрасном состоянии. Их покрывал лишь тонкий налет сажи.

Коксование калоризатора происходило только в результате затянувшегося пускового периода. При большом количестве нагара двигатель не переводился на газ и калоризатор его был темным. При малом количестве нагара, образовавшийся в пусковой период, выгорал при работе на газе.

При рассасывании двигателем газогенератора и при работе на плохом газе неоднократно наблюдалось засмоление всасывающих клапанов кривошипной камеры и загрязнение стенок картера. Прилипание пластинок клапанов вызывало ухудшение работы двигателя и требовало их промывки и приведения в порядок.

При работе на хорошем газе указанных явлений не наблюдалось.

Всасывающие клапаны кривошипной камеры являются самым деликатным местом машины. Неплотности во всасывающих клапанах вызывают не только падение мощности машины, но и пропуск газа в машинное помещение, поэтому требуется внимательное и непрерывное наблюдение за ними.

Учитывая некоторое выбрасывание смеси через всасывающий воздушный клапан, необходимо длину патрубка около него иметь не менее 0,5 м.

Никаких ненормальных явлений со смазкой вследствие наличия в картере газа наблюдать не приходилось. Смазка двигателя, более обильная, чем при работе на жидком топливе, ни разу не была причиной остановок двигателя. Ненормального нагрева трущихся деталей за все время опытов не наблюдалось.

Хотя на основании наблюдений в процессе выполнения данной работы перевод двигателя на газ не вызывал ненормальностей в механизме двигателя, однако для окончательного вывода необходимы длительные наблюдения в процессе эксплуатации.

#### ОКОНЧАТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ В ЦЕЛОМ

Первая серия испытаний была проведена с нормальным калоризатором двигателя и вставкой, что соответствовало  $\epsilon = 5,6$ .

Результаты этого испытания графически представлены на диаграмме фиг. 17.

Двигатель мог длительно работать с  $p_e = 2,6 \text{ кг/см}^2$ , которое соответствует нормальной нагрузке его при работе на жидком топливе. Большую нагрузку он принимал лишь кратковременно. Меньшие нагрузки, до  $p_e = 0,92$ , двигатель мог развивать неограниченное время. При нагрузках, соответствующих  $p_e < 0,92 \text{ кг/см}^2$ , калоризатор остывал и двигатель останавливался.

Продолжительность работы двигателя при этих нагрузках зависела от начального теплового состояния калоризатора. При подогреве калоризатора лампой двигатель мог работать неограниченное время при  $p_e = 0,2 \text{ кг/см}^2$ , которое являлось минимальным при неснятом тормозе.

Значительное изменение числа оборотов при переходе от холостого хода к минимальной нагрузке является следствием соответствующей характеристики регулятора и использования слишком большого пути скошенного кулачка. Начиная с  $p_e \approx 2 \text{ кг/см}^2$ , обязателен впрыск воды. Эффективный к. п. д. достигает максимальной величины  $\eta_e = 15,6\%$  при  $p_e = 2,2 \text{ кг/см}^2$  и лишь несколько превышает полученный в результате теплового исследования.

Коэффициент избытка воздуха при всех нагрузках несколько меньше единицы, что, повидимому, является результатом неточностей газового анализа.

Характерно то, что при всех нагрузках двигателя положение воздушной дроссельной заслонки, будучи отрегулировано по максимальной, затем не изменялось.

Весьма интересен характер протекания и величина коэффициента подачи кривошипной камеры, которая с увеличением нагрузки возрастает, что является следствием способа регулирования и, кроме того, повидимому, колебаний столба газов в выхлопном трубопроводе.

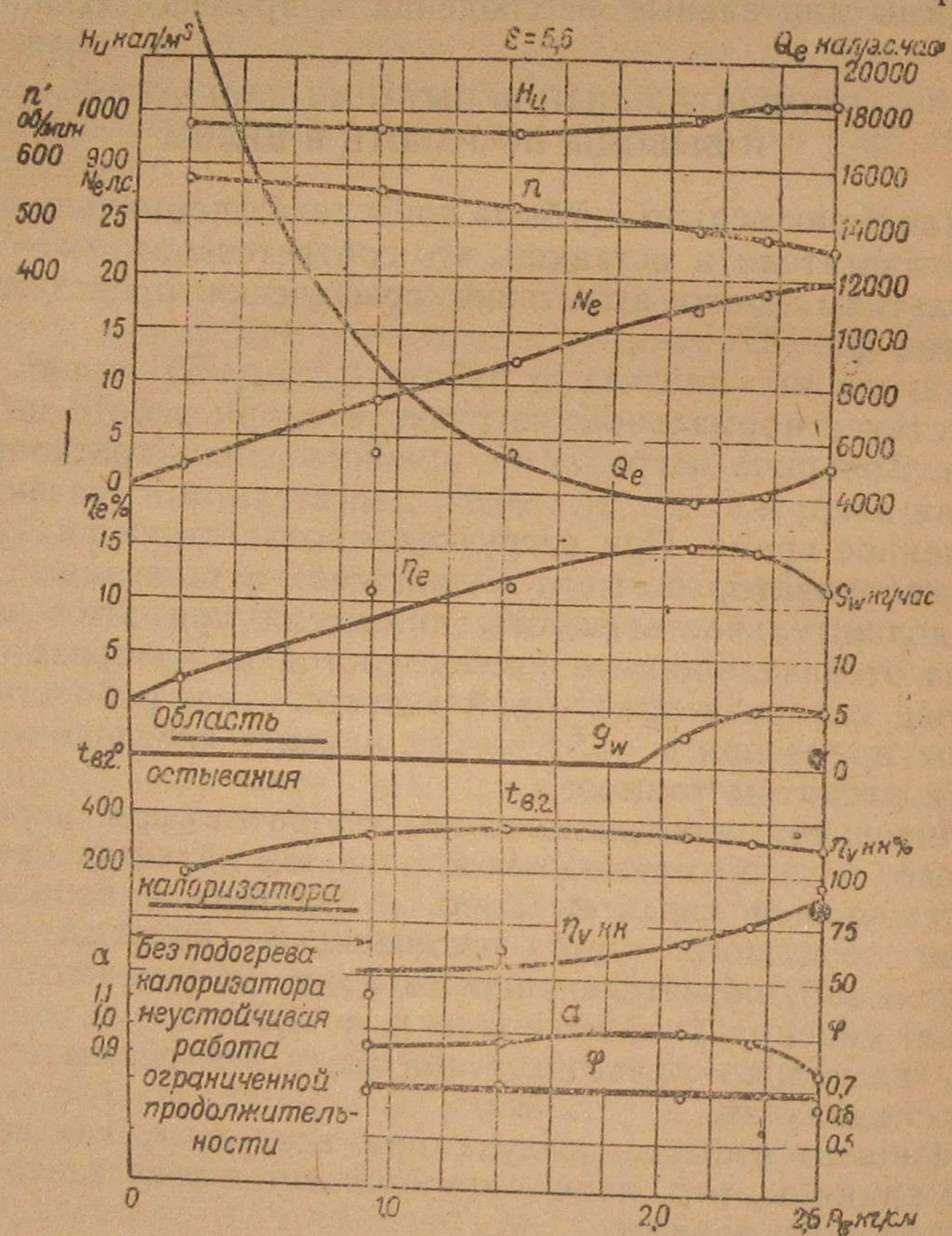
Такой характер протекания  $\eta_{v.k.k.}$ , будучи связан с длиной и конфигурацией выхлопного трубопровода, а также с числом оборотов двигателя, нередко наблюдается в двигателях с криво-

шипно-камерной продувкой и способствует увеличению их мощности.

Температура выхлопных газов по нагрузке довольно постоянна, снижаясь несколько при впрыске воды.

Величина доли смеси, остающейся в цилиндре после продувки,  $\varphi$ , весьма правдоподобна для машин подобного типа.

Максимальное давление сгорания нигде не превосходит 20 ати, за исключением отдельных вспышек в опыте при  $p_e =$



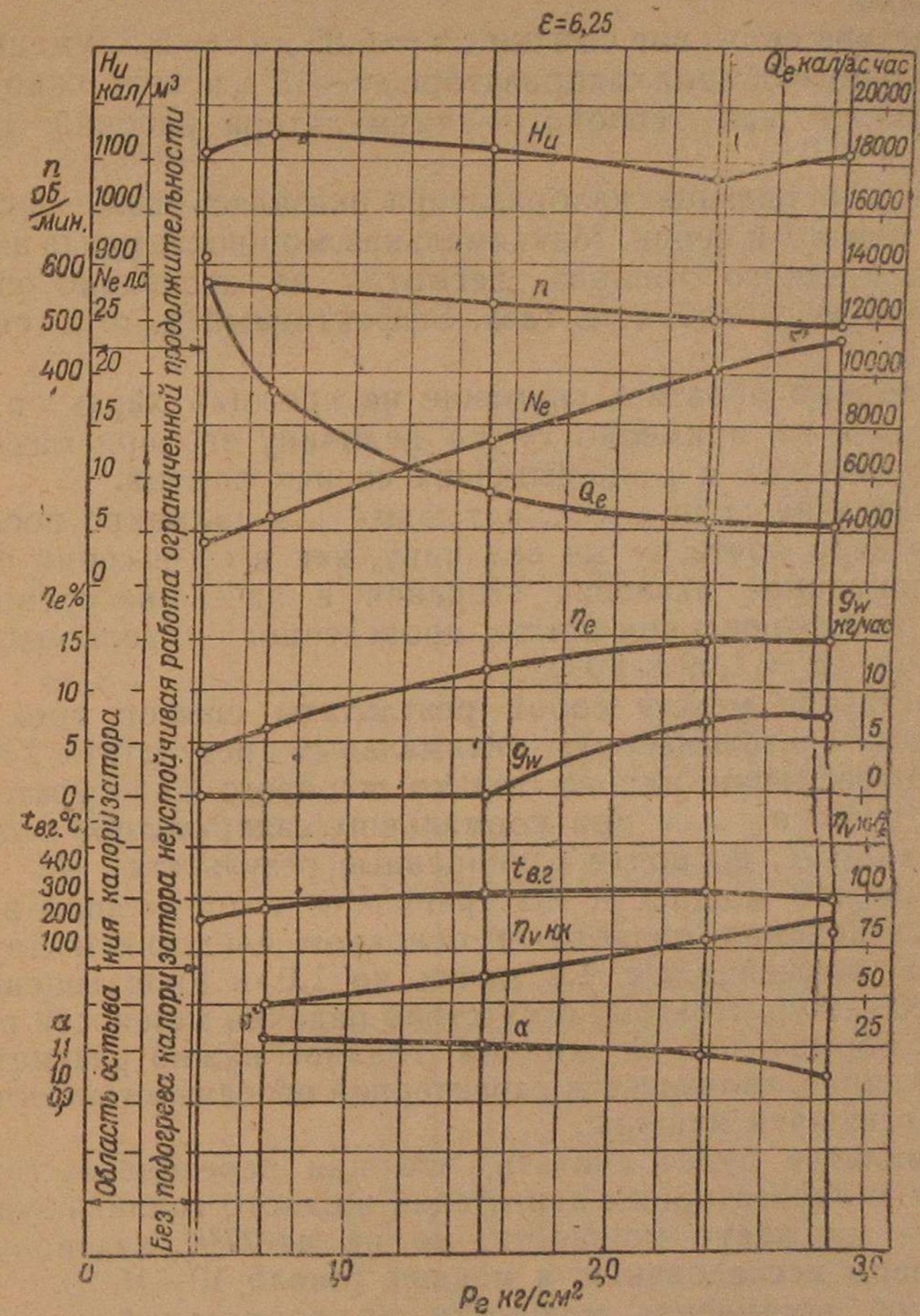
Фиг. 17.

$= 0,92 \text{ кг/см}^2$  (при холодном калоризаторе), когда машина работает с большим количеством пропусков.

Вторая серия опытов, проведенная со вставкой и шаровым калоризатором нефтяного двигателя „Красный прогресс“ мощностью 12 л. с. ( $\epsilon = 6,25$ ), в основном подтверждает характер полученных зависимостей.

Как видно на фиг. 18, область остывания этого калоризатора при наличии вставки значительно меньше, чем в предыдущей серии.

Значительно увеличилась мощность двигателя. Двигатель принимал нагрузку до  $p_e = 3,1 \text{ кг/см}^2$ , что по  $p_e$  соответствует почти 20% перегрузки. При этом  $p_e$  двигатель мог работать несколько минут. Такое увеличение мощности является, видимо, следствием ряда причин.



Фиг. 18.

Теплотворная способность в этих опытах была несколько выше. Меньше были утечки смеси через неплотности клапанов и было более высокое барометрическое давление.

Максимальный эффективный к. п. д. двигателя примерно той же величины, как и в предыдущей серии.

Увеличение  $\alpha$  с падением нагрузки получено искусственно, путем несколько большего открытия воздушной дроссельной заслонки.





Распространение двухтактных маломощных двигателей у нас в Союзе настолько велико, что экономия жидкого топлива от перевода их на газ вполне компенсирует те затраты, которые будут связаны с проработкой указанных вопросов.

М. С. ХОВАХ

## ПЕРЕВОД НА ГАЗ ДВУХТАКТНОГО КАЛОРИЗАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С МАЯТНИКОВЫМ РЕГУЛЯТОРОМ

### ПЕРЕДЕЛКИ ДВИГАТЕЛЯ

Целью данной работы являлось экспериментальное нахождение рационального способа перевода с жидкого топлива на газ двухтактного калоризаторного двигателя низкого сжатия с кривошипно-камерной продувкой и с маятниковым регулятором (регулирование пропусками)<sup>1</sup>.

В качестве объекта перевода был выбран один из наиболее распространенных в СССР калоризаторных двигателей завода „Красный прогресс“ им. Кирова. Основные характеристики двигателя следующие:

Нормальная эффективная мощность . . .	$N_e = 12$ л. с.
Число оборотов . . . . .	$n = 325$ об/мин
Диаметр цилиндра . . . . .	$D = 200$ мм
Ход поршня . . . . .	$S = 240$ „
Степень сжатия (отнесенная к полезной части хода) . . . . .	$\epsilon = 4$
Среднее эффективное давление . . . . .	$p_e = 2,24$ кг/см <sup>2</sup>
Давление сжатия . . . . .	$p_c = 8$ кг/см <sup>2</sup>
Давление вспышки . . . . .	$p_z = 18-19$ кг/см <sup>2</sup>
Расход топлива . . . . .	$g_e = 400-440$ г/э. с. ч.

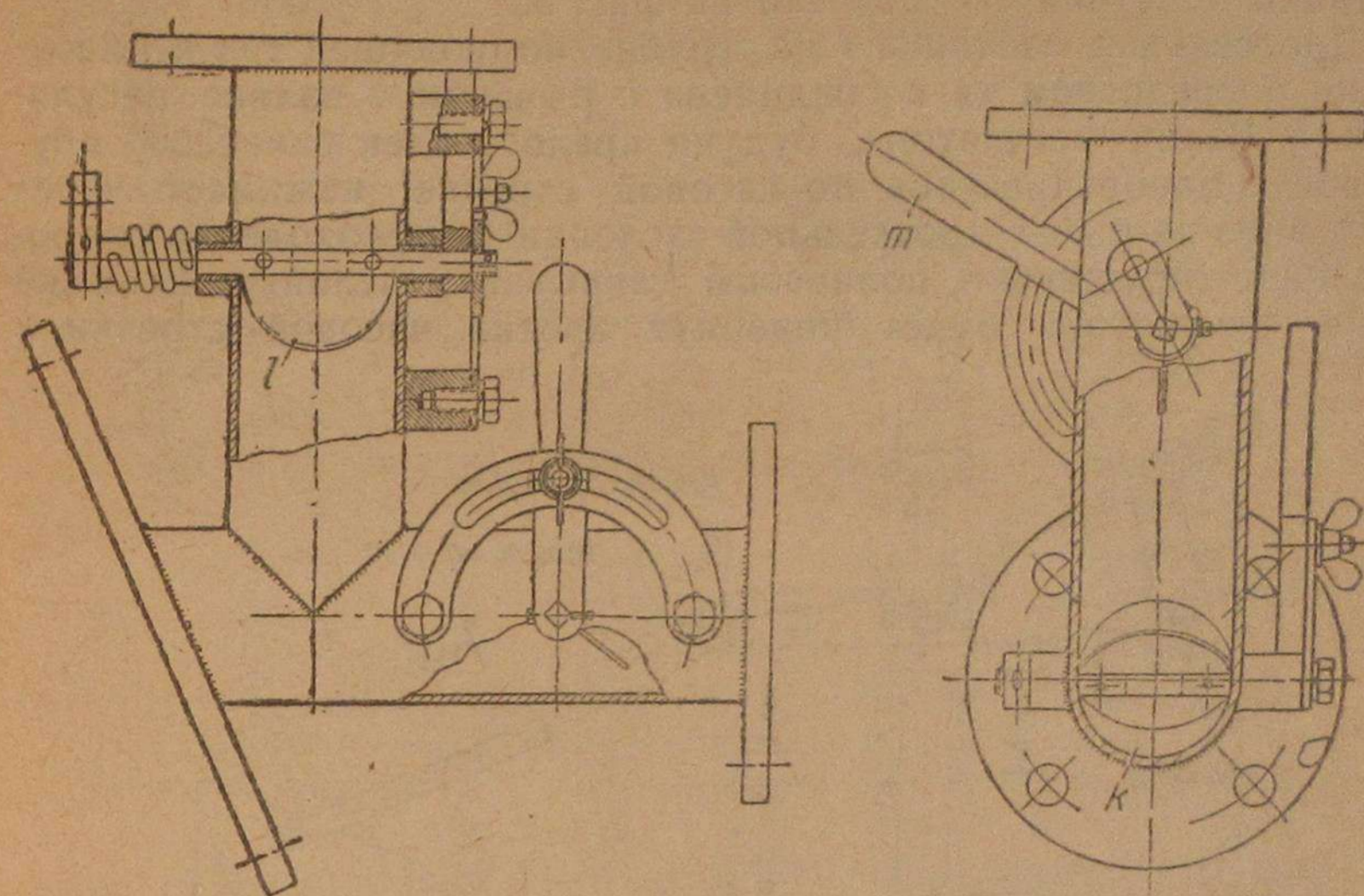
Двигатель снабжен шаровым калоризатором, маятниковым регулятором и нефтяным насосом, расположенным вертикально, капельником для впрыска воды в продувочный канал и имеет один всасывающий клапан, который расположен на кривошипной камере со стороны продувочных окон.

Переделка двигателя в связи с переводом его на газ заключалась в следующем.

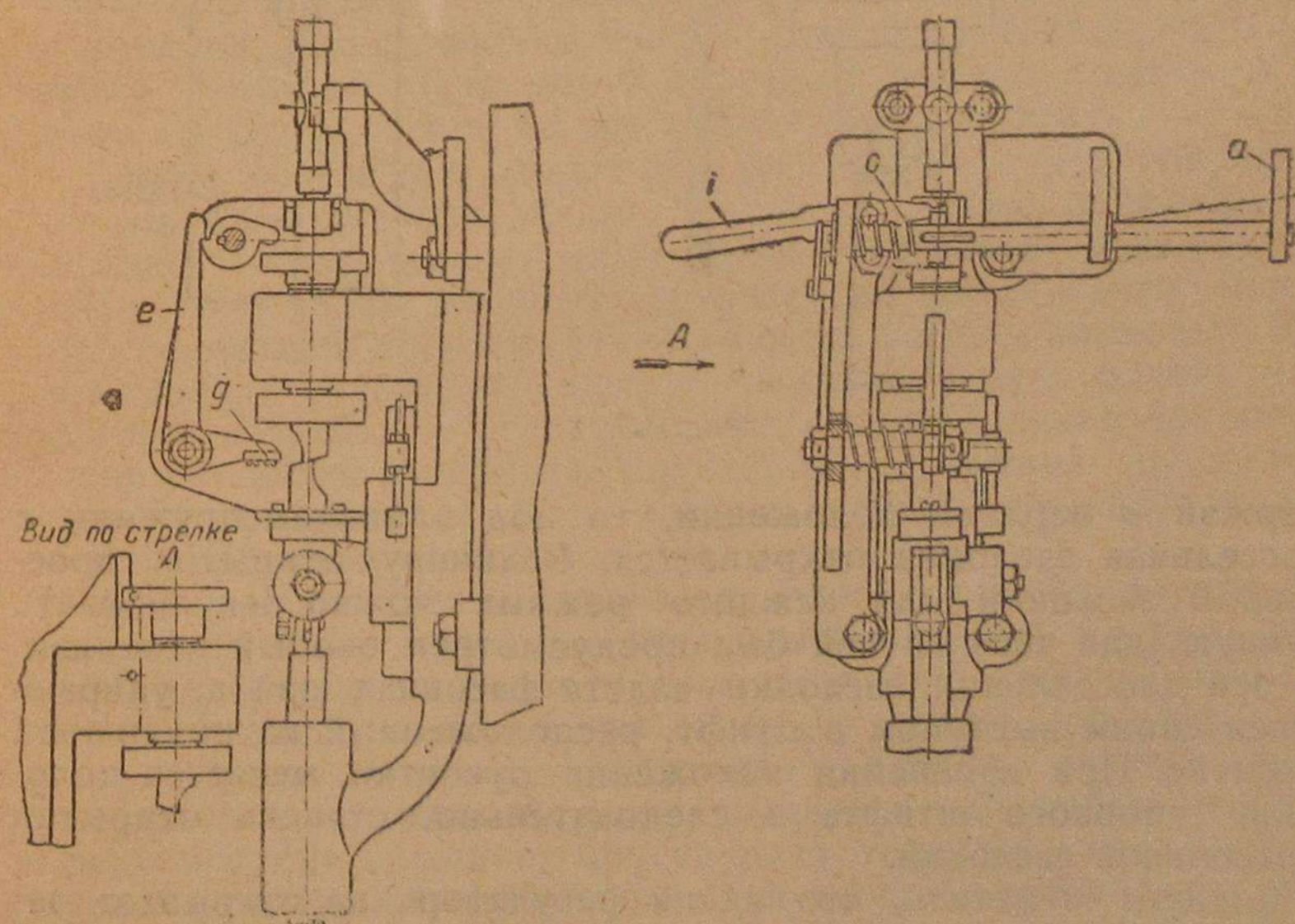
К крышке картера, на которой расположен всасывающий клапан, на болтах крепится сварная коробка, соединенная с тройником; через горизонтальный патрубок засасывается воздух, а через вертикальный — газ (фиг. 1). На воздушном патрубке установлена дроссельная заслонка *k* для ручного регулирования. На газовом патрубке имеется дроссельная заслонка *l*, соединенная тягой с регулятором. Имевшаяся на газовой заслонке рукоятка *m* обеспечивала возможность регулирования состава смеси

<sup>1</sup> В работе принимали участие инж. Г. Б. Синярев, И. И. Поляков, А. П. Петров, ст. механик К. С. Заплатин и механик И. М. Андреев.

при проведении опытов путем изменения количества засасываемого газа. Несколько выше дроссельной заслонки на газовой линии установлен кран для полного перекрытия газа.



Фиг. 1.



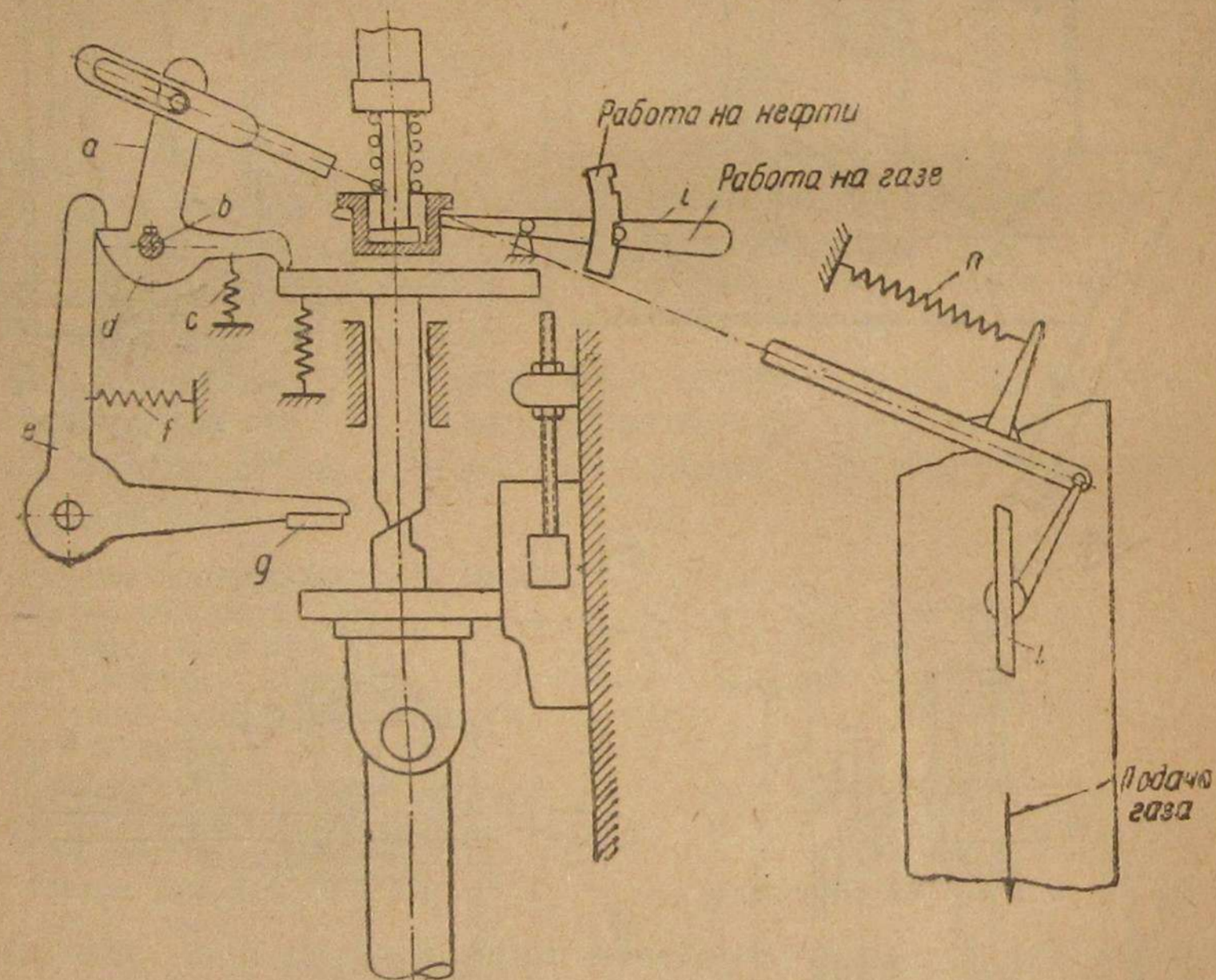
Фиг. 2.

Для обеспечения безопасности в случае взрывов в кривошипной камере под болты крышки, расположенной со стороны вы-

хлопного коллектора, были поставлены пружины. В случае взрыва при повышении давления более 1,5 ата крышка отжималась.

Устройство регулирующего механизма видно на фиг. 2, а принцип действия его показан на фиг. 3.

Дроссельная заслонка *l* на трубе, подводящей газ к смесителю, посредством тяги соединена с рычагом *a* валика регулятора *b*. Валик регулятора, будучи предоставлен сам себе, пружиной *c* поворачивается по часовой стрелке, нажимает через тягу вниз на рычаг дроссельной заслонки и, преодолевая сопротивление пружины *n*, полностью закрывает заслонку. Если же валик регулятора будет повернут против часовой стрелки и



Фиг. 3.

удержан в верхнем положении, то под влиянием пружины *n* дроссельная заслонка открывается. Величину открытия дроссельной заслонки для каждого режима можно регулировать вручную, для чего на ней был предусмотрен особый механизм. На оси дроссельной заслонки надета фасонная шайба, упирающаяся своим выступом в штифт, расположенный на подвижной рукоятке. При изменении положения рукоятки меняется положение упорного штифта и, следовательно, степень открытия дроссельной заслонки.

Следует отметить, что валик регулятора не открывает заслонку, а только благодаря куливному сочленению с тягой не мешает движению последней вверх и открытию дроссельной заслонки. Таким образом дроссельная заслонка на газовой линии может находиться только в двух положениях:

а) полностью закрытой или

б) открытой до положения, определяемого упором на рукоятке газовой заслонки и ограничительной шайбой (фиг. 1). Следовательно, подача газа или будет полностью прекращена, что вызовет пропуски вспышек и снижение числа оборотов, или газ будет подаваться в определенном количестве, в соответствии с положением газовой заслонки, регулируемым положением максимального открытия ее.

Согласно сказанному выше валик регулятора должен при излишнем высоком числе оборотов освобождаться от каких-либо задерживающих приспособлений, а при восстановлении нормального числа оборотов поворачиваться против часовой стрелки и удерживаться в верхнем положении. Для удержания валика служит насаженный на нем кулачок *d*, имеющий в задней части опиленную плоскость, за которую цепляется защелка *e*, поворачиваемая пружиной *f*. Защелка имеет форму углового рычага, короткое плечо которого с накладкой *g* расположено рядом с бойком толкателя нефтяного насоса таким образом, что боек маятника не цепляет ее при нормальном числе оборотов. При повышении числа оборотов, вследствие сильного удара по выступу камня, боек отклоняется, и при этом происходит пропуск в подаче нефти топливным насосом (в случае работы двигателя на жидком топливе), а при работе на газе боек маятника ударит угловой рычаг *e* по накладке, повернет его против часовой стрелки, и защелка освободит кулачок валика регулятора, что поведет к полному закрытию дроссельной заслонки и полному прекращению подачи газа в двигатель, т. е. пропуску вспышки. При этом передний выступ кулачка *d* опустится и почти ляжет на верхнюю тарелку толкателя.

Такое положение механизма регулятора будет сохраняться все время, пока вследствие высокого числа оборотов боек маятника проскакивает мимо бойка толкателя плунжера. Но как только число оборотов снизится до нормального, маятник будет следовать профилю камня и нажмет на боек толкателя. Верхняя тарелка толкателя, двигаясь вверх, повернет одновременно кулачок *d* валика, а угловой рычаг *e* под влиянием пружины *f* задержит валик в верхнем положении. Пружина дроссельной заслонки откроет ее до упора, и подача газа возобновится в установленном количестве.

При выключении топливного насоса пружина плунжера не действует более на толкатель и при пропусках ударов бойка он будет опускаться только под влиянием собственного веса. В этом случае возможно, что он будет мешать повороту валика регулятора ввиду того, что передний выступ кулачка может упереться в верхнюю тарелку толкателя. Во избежание этого предусмотрена пружина, опускающая толкатель вниз при пропусках ударов бойка маятника. При выключении подачи нефти (что производится рычагом *i*, поднимающим плунжер насоса и оставляющим его в поднятом положении) и переводе двигателя на газ механизм регулирования вызывает при повышении

числа оборотов пропуски подачи газа, продолжающиеся до восстановления нормального числа оборотов.

В процессе испытания описанного регулятора были выполнены некоторые изменения:

1. Пружины валика и дроссельной заслонки, работающие на кручение, были заменены пружинами растяжения. Пружина валика зацеплялась за конец рычага, а пружина дроссельной заслонки — за тягу ее.

2. Пружина, возвращающая толкатель в нижнее положение, расположена в более удобном месте.

3. Рукоятка выключения топливного насоса снабжена винтом, которым она закрепляется в положении выключения. При освобождении винта рукоятка опускается пружиной.

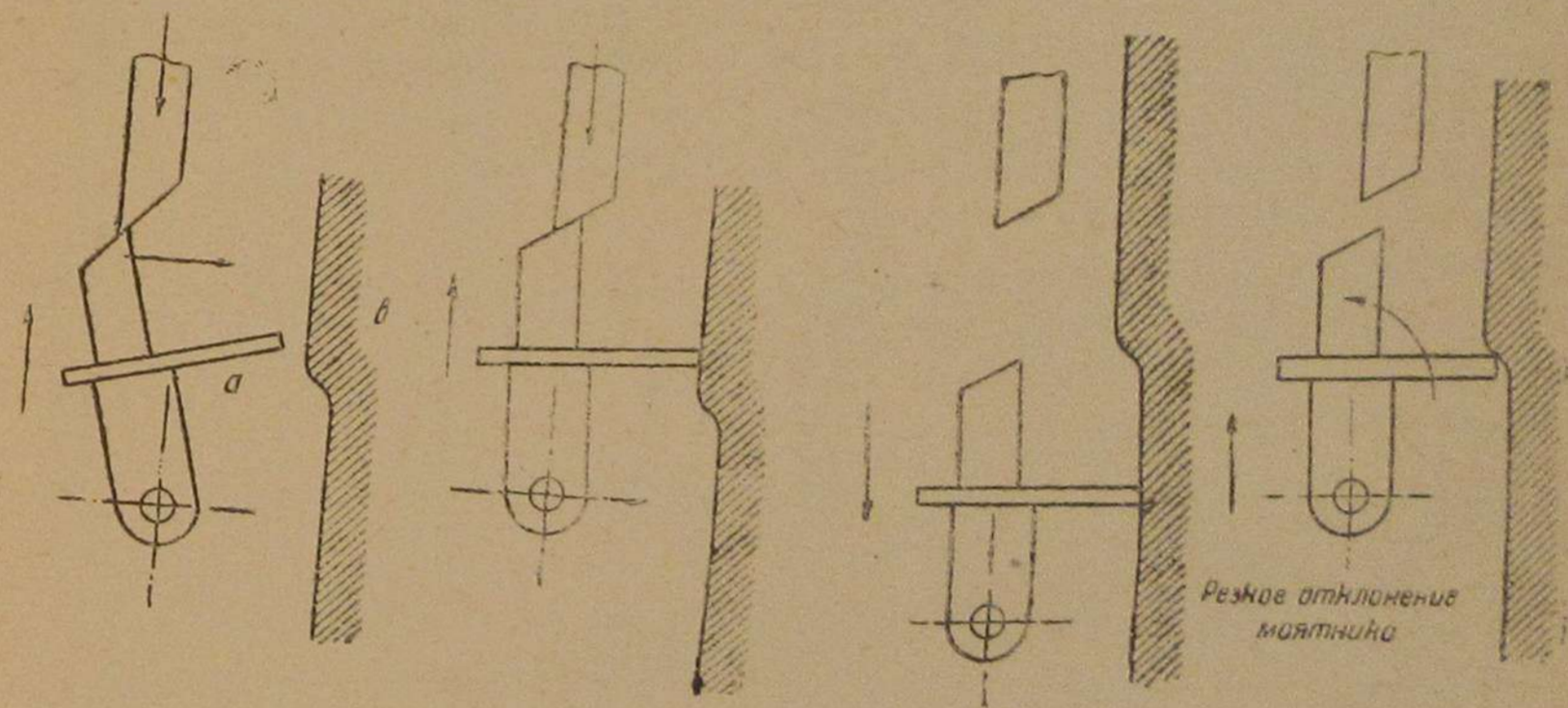
Данные переделки были сделаны исключительно для удобства работы и особенно для подбора натяжения пружин, что представлялось важным этапом в регулировании механизма. В таком виде регулятор был опробован на нефти. Довольно скоро была получена удовлетворительная его работа, критерием которой являлось совпадение закрытия дроссельной заслонки с первым пропуском подачи нефти топливным насосом.

Регулирование в основном заключалось в подборе места расположения накладки углового рычага, о который ударялся боек маятника, по высоте и по удалению от оси маятника путем постановки накладок различной толщины и длины, а также подбором натяжения пружин. Была также установлена форма зуба защелки, обеспечивающая наиболее надежное и одновременно легкое стопорение валика. Это испытание дало уверенность, что механизм регулятора построен правильно и срабатывает с достаточной скоростью.

Затем началось опробование регулятора на газе и сразу была замечена меньшая четкость работы маятникового механизма. Отклонение маятника, составляющее при работе на нефти примерно  $30-40^\circ$ , значительно уменьшалось, и боек маятника проходил в пространство между бойком толкателя и накладкой углового рычага, не вызывая поворота последнего. Более тщательным регулированием положения накладки, а также подбором натяжения пружины маятника, длины накладки и изменением положения маятника на эксцентрик удалось добиться действия регулятора и при работе двигателя на газе. Для более точной установки рычага по отношению к бойку в щеке кронштейна был произведен пропил, по которому и перемещалась ось углового рычага. Однако, хотя работа на газе и удавалась, регулятор срабатывал, выключая подачу газа при очень большом повышении числа оборотов и включая ее при сравнительно малых оборотах двигателя. Неравномерность доходила до 100 об/мин, т. е. примерно 30% нормального числа оборотов. Вместе с тем в течение этого периода испытания была установлена принципиально полная возможность регулирования пропусками подачи газа. Никаких неблагоприятных явлений, как, например, взрывов в картере, связанных с изменением качества смеси от нормальной

до почти чистого воздуха (после закрытия дроссельной заслонки), не происходило. После открытия дроссельной заслонки и поступления газа вспышки в двигателе начинались совершенно автоматически. Таким образом выяснилась целесообразность продолжения доводки регулятора с целью обеспечить нормальную работу двигателя с допустимыми колебаниями числа оборотов.

В дальнейшем было испытано влияние формы накладки, затылка бойка маятника и прочих факторов, но все это не обеспечивало надежной работы регулятора. Иногда получалась совершенно нормальная работа двигателя, с нормальным колебанием числа оборотов, но установить, какие именно факторы влияют на работу регулятора и в каком именно направлении, не удавалось, так что удачная установка механизма регулятора превращалась в дело случая и не могла быть повторена сознательно. В этот период было обращено внимание на изменение

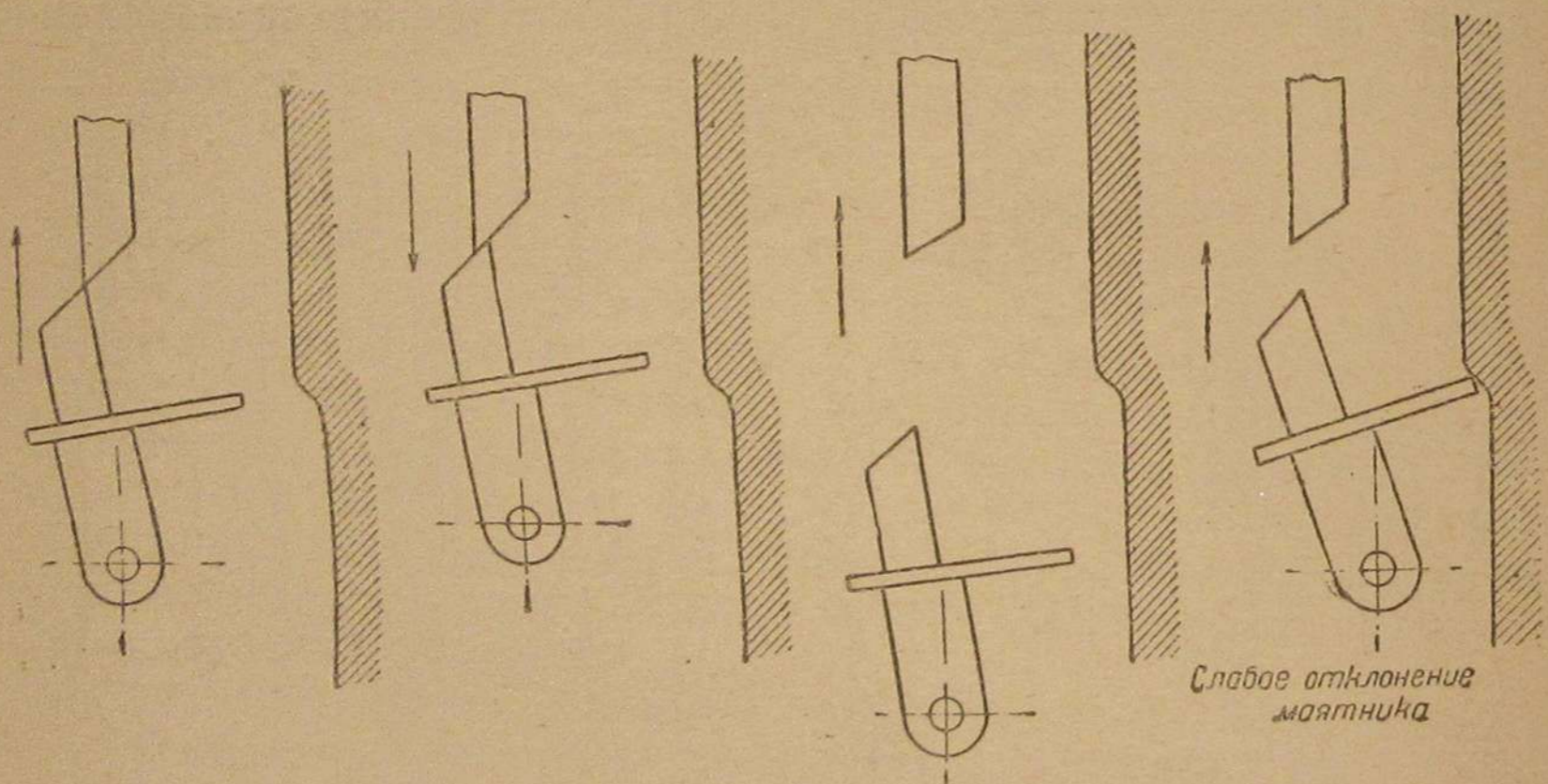


Фиг. 4.

характера работы регулятора при переводе двигателя с нефти на газ, о чем уже упоминалось выше. Анализируя это явление, было установлено, что усилие на толкатель, вызванное давлением топлива, существенно влияет на работу маятникового механизма. При работе на нефти и при таком числе оборотов, когда маятник отклоняется еще незначительно и ударяется в боек толкателя, хотя бы и в крайнюю наружную его точку, сила давления топлива плюс сила пружины плунжера (см. фиг. 4) заставляют боек маятника скользить вдоль наклонной плоскости бойка толкателя и тем самым поворачивают маятник так, что он движется прижатым к поверхности камня. Маятник каждый раз начинает свое движение вверх, будучи прижатым к камню, и таким образом резкость отклонения, вызванная ударом пластины маятника *a* о выступ камня *b* вследствие достаточного воздействия пружины маятника, сохраняется для каждого хода. Лишь когда обороты двигателя превысят известный предел, маятник резко отклонится на значительный угол и пройдет мимо бойка толкателя.

При работе на газе вертикальная сила давления топлива и пружины плунжера отсутствует, а сила слабой пружинки, опускающей толкатель, не может идти в сравнение с указанными силами, так как составляет очень малую их часть. Поэтому отсутствует и сила, прижимающая маятник к камню. В этом случае усилие возвращающей пружины самого маятника мало, и он под влиянием ее не успевает за время одного хода поршня прижаться к камню. Поэтому свой ход вниз, а также и новый ход вверх маятник начнет, уже будучи отклоненным (фиг. 5) и при ходе вверх ударится только о кончик выступа камня, что повлечет за собой малое отклонение маятника.

Для проверки этого предположения была осуществлена искусственная нагрузка толкателя при работе на газе усилием давления топлива в насосе. Так как постановка пружины при данной конструкции довольно затруднительна, то задача эта была осуществлена следующим образом. На нагнетающий штуцер



Фиг. 5.

топливного насоса был посажен трехходовой кран, при помощи которого можно было переключать топливо или на форсунку двигателя, или на дополнительную форсунку, впрыскивавшую топливо обратно в расходный топливный бачок. Таким образом в момент перехода двигателя на газ пробка трехходового крана поворачивалась и сообщала топливный насос с дополнительной форсункой. Благодаря этому несложному устройству при работе двигателя на газе для регулятора сохранялись все условия работы на нефти.

Указанные переделки полностью обеспечили нормальную работу регулятора. Для испробования влияния величины усилия на толкатель менялась затяжка иглы добавочной форсунки, чем менялось давление впрыска. Установлено, что уменьшение давления ухудшает работу регулятора, а полное выключение топливного насоса приводит к уже знакомому явлению нарушения нормального регулирования и увеличению неравномерности

хода двигателя. Этим путем было установлено, что усилие на толкатель, обеспечивающее надежную работу регулятора, должно составлять 40—50 кг. Необходимо, таким образом, при конструировании регулирующего устройства для работы на газе предусмотреть пружину указанной силы, нагружающую толкатель.

В процессе исследования было также установлено, что переменная установка максимального открытия газовой заслонки для различных нагрузок не требуется, так как среднее количество смеси для данного режима гораздо проще и легче устанавливается в случае необходимости подрегулировкой воздушной заслонки. В связи с этим устройство для установки газовой заслонки было снято.

Работа по доводке регулировочного устройства позволяет сделать следующие выводы:

1. Регулирование двигателя пропусками подачи газа вполне допустимо и не вызывает каких-либо нарушений нормальной работы.

2. Исследованная механическая система с указанными доделками вполне пригодна в качестве типовой схемы регулирования для двигателей с маятниковым регулятором, переводимых на газ. Такой регулятор весьма несложен в изготовлении и обеспечивает вполне устойчивую работу двигателя.

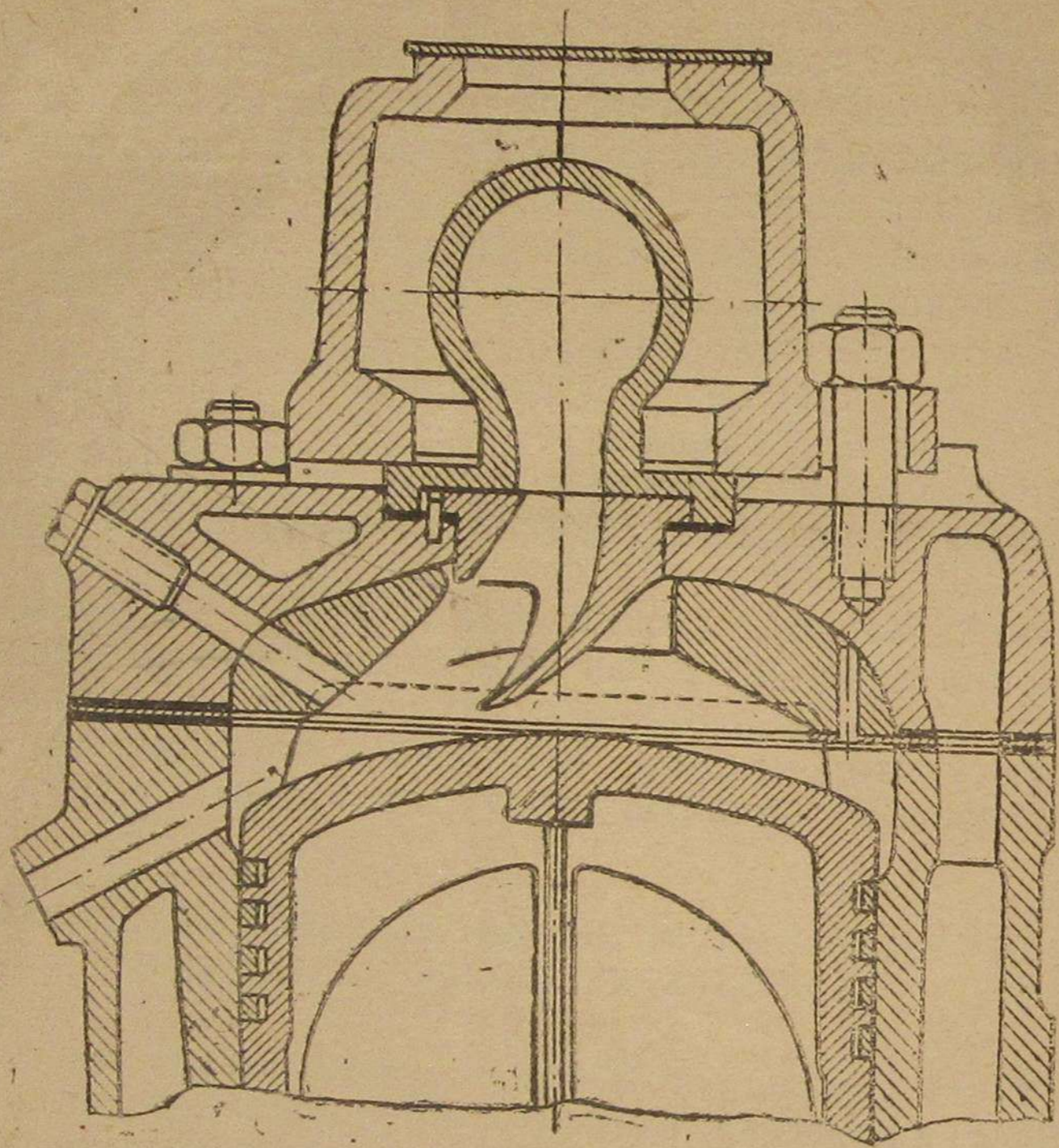
#### ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Двигатель снабжался газом, получавшимся в газогенераторе ЦНИИРФ-7; в качестве топлива применялись березовые дрова — швырок длиной ~250 мм. Нагрузка двигателя осуществлялась обычным ленточным тормозом типа Прони. Число оборотов замерялось тахометром и суммарным счетчиком. Индикаторные диаграммы снимались с цилиндра двигателя индикатором типа Майгак третьей величины, а с кривошипной камеры — индикатором второй величины. Расход жидкого топлива замерялся обычным способом; для замера газа на газовой линии было установлено сопло. Расход воздуха подсчитывался по расходу газа, определяемому анализом газа и смеси в кривошипной камере. Для замера температур горючего газа, помещения и охлаждающей воды применялись обычные ртутные термометры. Для выяснения оптимальных условий работы двигателя, в зависимости от температуры калоризатора, замерялись температуры наружной поверхности шара при помощи железо-константановой термопары, прижатой к поверхности. Для замера количества воды, подаваемой в цилиндр, отверстие для ее подачи из рубашки было заглушено, и вода подавалась из расходного бака, установленного на весах.

Пуск двигателя на жидком топливе показал нормальную работу его при всех нагрузках.

В опытах, проведенных при переводе двигателя  $N_e = 22$  л. с., было установлено<sup>1</sup>, что:

- 1) калоризатор сферической формы наиболее рационален;
- 2) объем калоризатора должен составлять возможно большую относительную долю от всего объема камеры сжатия;
- 3) температура калоризатора играет существенную роль при работе двигателя на газе;



Фиг. 6.

4) получение нормальной работы двигателя на газе при малых нагрузках и холостом ходе представляет большие трудности.

Указанные обстоятельства заведомо требовали увеличения степени сжатия.

Однако в целях выяснения условий работы двигателя при степени сжатия, установленной для жидкого топлива, первый пробный пуск двигателя был произведен без каких-либо изменений камеры сгорания и степени сжатия. Перевод на газ осуществлялся при нагрузке 50% и более от нормальной. Двигатель работал, и при этом значительно мягче, чем на жидком топливе, 10—15 мин., а затем калоризатор остывал настолько, что начинались пропуски вспышек, хлопки в картере, и двига-

<sup>1</sup> См. статью С. Е. Лебедева на стр. 180 этого сборника.

тель останавливался. Это обстоятельство подтвердило необходимость повышения степени сжатия.

Конструктивно удалось увеличить ее путем введения в цилиндр дополнительной вставки. Конструкция и положение ее в цилиндре указаны на фиг. 6. Крепление вставки осуществлено следующим образом. Между головкой и цилиндром размещается латунная прокладка толщиной 1 мм, выступающая на трех участках (по 60°) на 12 мм внутрь цилиндра. К этим выступам вставка приклепывается во избежание поворота. Чтобы предотвратить протекание воды, латунная прокладка уплотняется с обеих сторон мягкими (клингеритовыми) прокладками.

Вставка из чугуна обрабатывалась на токарном станке по шаблону, снятому с крышки цилиндра, а затем — чтобы обеспечить точное прилегание ее к внутренней поверхности — припиливалась вручную. Кроме того, просверливалось отверстие под индикаторный кран, а также делалась прорезь, в которую входит гребень поршня, и распиливалось до нужной ширины центральное отверстие, чтобы уменьшить попадание топлива, распыляемого форсункой на поверхности вставки.

После установки вставки объем камеры сгорания был определен обычным способом заливки. Степень сжатия оказалась равной 6,12. Указанная степень сжатия оказалась вполне достаточной. Пуск двигателя после произведенных переделок происходил легко. Давление сжатия увеличилось с 7—8 до 10—11 ат и соответственно давление вспышки возросло с 18—19 до 20—22 ат.

Испытание двигателя со вставкой в головке показало значительное улучшение его работы на газе. Были получены следующие результаты:

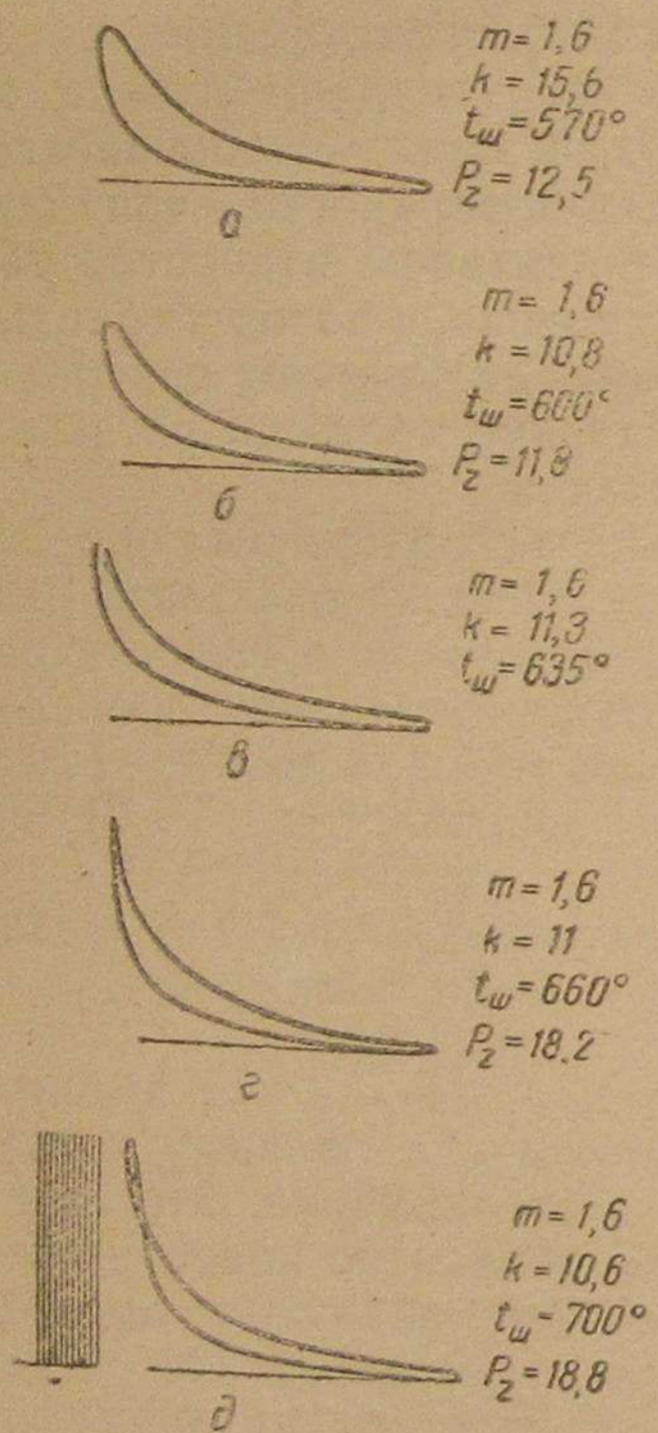
1. Двигатель развивал мощность 12 л. с. при  $n = 325$  об/мин, что соответствует  $p_c = 2,2$  ат (отнесенному к полному ходу). Перегрузка двигателя по  $p_c$  удавалась незакономерно. Это явление в значительной степени может быть объяснено колебаниями качества генераторного газа. Кратковременное увеличение снимаемой мощности путем повышения числа оборотов до 380 легко достигалось без каких-либо вредных для двигателя последствий.

2. Работа на нагрузках от полной до половинной мощности проходила при всяких условиях вполне устойчиво, и температура шара не снижалась. При приближении к полной нагрузке требовалась подача воды.

3. Работа при нагрузках от  $1/3$  и ниже была возможна лишь короткое время, определяемое скоростью остывания калоризатора. Это время составляло 12—15 мин. после уменьшения нагрузки с  $3/4$  до 0. При этих испытаниях было установлено, что работа двигателя на газе возможна в том случае, если температура шара выше, чем при работе его на жидком топливе, и при этом изменение ее допустимо в более узких пределах.

Если двигатель легко пускался на нефти при температуре шара 430° Ц и работал при температуре 720° Ц и выше, то на газе работа двигателя начиналась при температуре шара не ниже

550° Ц, а наиболее устойчивая работа, без пропусков и стуков, протекала при температуре шара, лежащей в узких пределах от 600° до 700° Ц. Температура шара выше 720° Ц всегда вызывала преждевременные вспышки, а так как обычно шар разогревался до такой температуры только при больших нагрузках, то возникновение отрицательной работы приводило к тому, что двигатель не мог развивать полную мощность и уменьшал обо-



Фиг. 7.

роты. При впрыске воды преждевременная вспышка исчезала, и двигатель восстанавливал нормальное число оборотов.

Возможность снятия индикаторных диаграмм параллельно с измерением температуры шара привела к установлению интересной зависимости между температурой шара и характером сгорания. Серия индикаторных диаграмм, снятых при одинаковой нагрузке, но различных температурах шара, показана на фиг. 7. Изменяя температуру шара, можно получить любую скорость сгорания, в связи с чем форма индикаторных диаграмм меняется от формы, соответствующей циклу Дизеля, до формы чистого цикла Отто; при этом, как указано выше, может быть получено также преждевременное воспламенение.

Во время этих же наладочных испытаний было замечено, что при уменьшении нагрузки от полной, когда температура шара была выше 650° Ц, иногда удавалось получать устойчивый холостой ход двигателя, причем температура шара не падала, а возрастала и появлялась потреб-

ность впрыска воды. Расход охлаждающей воды значительно увеличивался. Непременным условием этого явления было поддержание числа оборотов не более 320, что достигалось ручным регулированием подачи газа путем воздействия на воздушную заслонку.

Индикаторные диаграммы, снятые с двигателя, работавшего при таком режиме, показали, что при этих условиях возникает устойчивая преждевременная вспышка, вызывающая внутреннюю индикаторную работу, которая составляет по площади индикаторной диаграммы примерно 30% от всей индикаторной работы. Этот режим был настолько устойчивым, что двигатель мог работать сколько угодно долго. Давление вспышки, вследствие очень раннего воспламенения, увеличивалось незначительно и составляло 18 атм.

Таким образом полученный режим холостого хода является внешним; в действительности же двигатель нагружается „внутренне“. Это подтверждается и тем, что расход газа хотя и уменьшался при ручной подрегулировке числа оборотов, но оставался очень высоким, соответствуя примерно  $\frac{3}{4}$  нагрузки двигателя при работе с нормальным воспламенением. Температура выхлопных газов при этом оставалась почти постоянной. Режимы, промежуточные между холостым ходом и половинной нагрузкой, получаются при высокой температуре шара также с преждевременной вспышкой, но внутренняя индикаторная работа при увеличении нагрузки двигателя постепенно уменьшается.

Как известно, для двигателя такого типа желательна возможность работы при переменном режиме. Поэтому возникла мысль использовать полученные результаты (преждевременная вспышка и связанная с этим стабильная температура калоризатора) для обеспечения работы на малых нагрузках и холостом ходу. Конечно, такой режим не может считаться нормальным и при проектировании нового типа конвертивного двигателя необходимо найти более рациональное техническое и экономическое решение этого вопроса. Учитывая, что сравнительно продолжительная работа на указанных режимах не показала каких-либо вредных последствий, что давление вспышки при этом не больше, чем при нагрузке, а работа на газе вообще протекает более мягко, можно использовать полученный результат при переводе существующих двигателей на местное топливо. Таким образом вопрос обеспечения холостого хода машины сводился к изучению условий и метода надежного получения указанного режима.

Установлено, что для оптимальных условий работы двигателя на малых нагрузках и холостом ходу необходимо поддерживать температуру калоризаторного шара 640 — 700° Ц (светлокрасное каление), чего можно достигнуть обогащением смеси путем прикрытия воздушной дроссельной заслонки и изменением количества подаваемой воды через капельник или прекращением ее подачи. Это не представляет большой трудности для обслуживающего персонала, но требует известного навыка.

Работа двигателя на газе на малых нагрузках и холостом ходу возможна как в случае мгновенного уменьшения нагрузки или постепенного перехода к малым нагрузкам, так и сразу же после пуска; в первом случае необходимо наблюдать за сохранением потребной для воспламенения смеси температуры калоризатора способом, указанным выше, во втором — необходим нагрев калоризатора после пуска двигателя при работе его на нефти до указанной температуры. При проведенных нами опытах малые нагрузки и холостой ход получились не только путем воздействия на состав смеси, но и комбинированным способом — изменением состава смеси и подачей воды через капельник.

При наладочных, а также и окончательных опытах было установлено:

1) во всех случаях нормальной работы выхлоп был бесцветным;

2) внутренние поверхности калоризатора, камеры сгорания и днище поршня при всех разборках были в хорошем состоянии и имели лишь небольшой слой копоти;

3) перевод двигателя с жидкого топлива на газ и обратно производился быстро;

4) перегрева деталей двигателя за все время работы не наблюдалось;

4) найденный способ предотвращения охлаждения калоризатора обеспечивает устойчивую работу двигателя при малых нагрузках и холостом ходу.

### ОКОНЧАТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Результаты окончательных испытаний двигателя приведены в табл. 1 и на фиг. 8.

Таблица 1  
Результаты испытаний двигателя „Красный прогресс“, 12 л. с. на газе

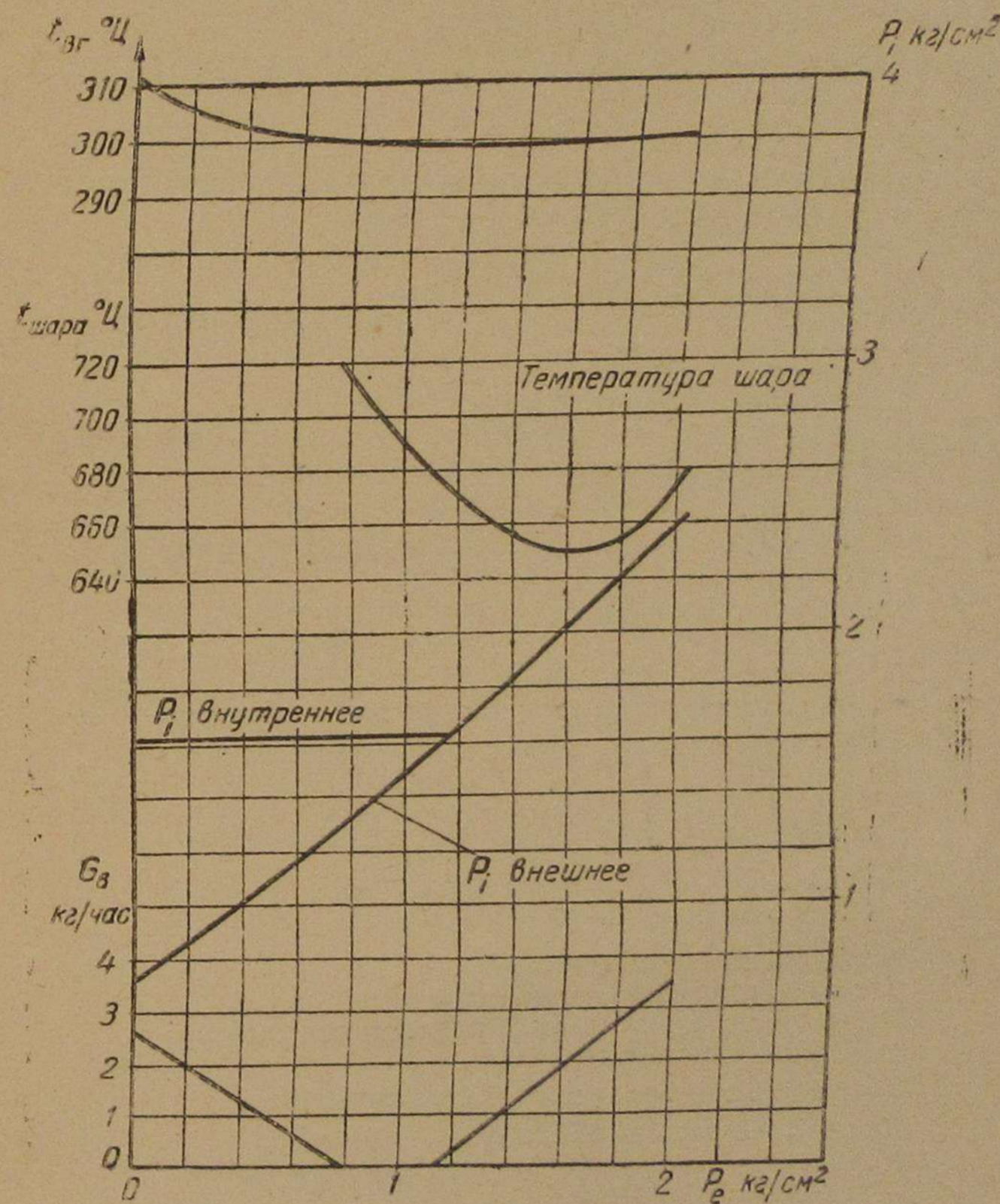
Параметры	Номера режимов				
	1	2	3	4	5
Среднее эффективное давление в $кг/см^2$ . . . . .	0	0,76	1,13	1,51	2,05
Среднее число оборотов в мин. . . . .	300	300	300	300	300
Среднее индикаторное давление $p_i$ в $кг/см^2$ („внешнее“) . . . . .	0,72	1,3	1,62	1,93	2,42
Среднее индикаторное давление $p_i$ в $кг/см^2$ („внутреннее“) . . . . .	1,62	1,60	1,62	1,93	2,42
Температура шара в $^{\circ}C$ . . . . .	720	720	675	650	680
Температура выхлопных газов в $^{\circ}C$ . . . . .	312	300	300	298	296
Коэффициент наполнения кривошипной камеры $\eta_{в.к.к}$ . . . . .	0,48	0,518	0,518	0,533	0,49
Расход впрыскиваемой воды $G_v$ в $кг/час$ . . . . .	2,6	0	0	1,5	3,5
Давление вспышки . . . . .	19,0	17,5	17,5	16,5	19,0

Длительная устойчивая работа двигателя получена при  $p_e = 2,05 ат$ ; дальнейшее увеличение нагрузки было возможно лишь кратковременно, что, повидимому, явилось следствием колебаний качества генераторного газа.

Для приближения условий опыта к эксплуатационным условиям температура калоризатора поддерживалась при всех режимах двигателя не изменением состава смеси ручным регулированием воздушной дроссельной заслонки, а при помощи подачи

воды через капельник. Этот способ нам кажется более удобным в эксплуатации.

Параметры двигателя, связанные с выяснением его экономики, определялись только при полной нагрузке. Это было обусловлено тем, что принцип работы регулятора позволяет определять ряд величин, связанных с анализом выхлопных газов и газо-воздушной смеси перед продувочными окнами, только в том случае, если удастся исключить возможность пропуска подачи газа т. е. при полной или близкой к ней нагрузке.



Фиг. 8.

Таким образом результаты анализа газа и газо-воздушной смеси и данные по экономике двигателя даны только при  $p_e = 2,05 ат$  (табл. 2).

Однако и в этом случае не представляется возможным прямым путем определить расход газа и связанную с этим замером величину коэффициента наполнения. Подсчеты, произведенные при определении расхода газа по соплу, дали явно завышенные результаты. Определяемые же по индикаторным диаграммам, снятым с кривошипной камеры, объемные коэффициенты напол-

нения, как и следовало ожидать, были понижены ( $\eta_{v.k.k} = 0,5$ ). Повышенный расход газа по соплу объясняется сильной пульсацией газа в газопроводе, так как в газовую линию нельзя было включить дополнительный объем (ресивер). Для определения истинного коэффициента наполнения непосредственно к всасывающему клапану кривошипной камеры был приключен ресивер из резины, поглощающий колебания, с мерным соплом. Двигатель работал на нефти. Одновременно замерялся расход воздуха и снимались индикаторные диаграммы с кривошипной камеры.

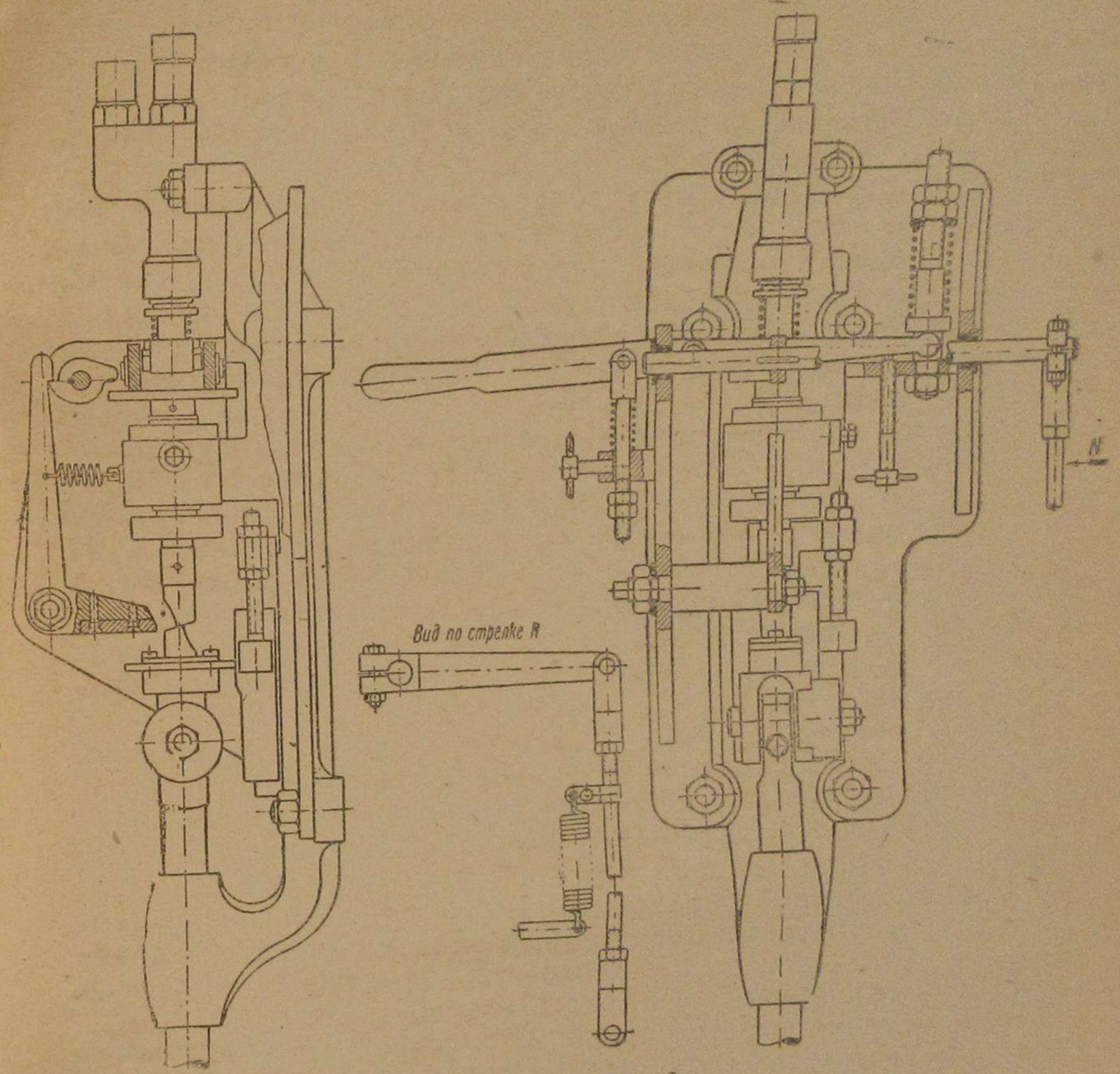
Таблица 2  
Результаты испытания двигателя „Красный прогресс“ 12 л. с. на газе

Наименования величин	Значения величин	
Нагрузка на тормозе $p$ в кг . . . . .	32	
Число оборотов $n$ в минуту . . . . .	300	
Среднее эффективное давление $p_e$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	2,05	
Эффективная мощность $N_e$ в л. с. . . . .	10,8	
Эффективная мощность, отнесенная к $n = 325$ об/мин, в л. с. . . . .	11,3	
Процент от нормальной мощности на нефти . . . . .	94	
Состав генераторного газа (в процентах)	CO <sub>2</sub> . . . . .	14,1
	O <sub>2</sub> . . . . .	0,7
	H <sub>2</sub> . . . . .	13,4
	CH <sub>4</sub> . . . . .	1,8
	CO . . . . .	12,6
Низшая теплотворная способность $Q_n$ кал/нм <sup>3</sup> . . . . .	N <sub>2</sub> . . . . .	57,4
		960
Состав смеси перед продувочными окнами (в процентах)	CO <sub>2</sub> . . . . .	7,6
	CO <sub>2</sub> + O <sub>2</sub> . . . . .	16,5
Коэффициент смешения $\beta$ . . . . .	1,86	
Коэффициент избытка воздуха $\alpha$ . . . . .	1,09	
Коэффициент наполнения кривошипной камеры (объемный коэффициент) $\eta_{v.k.k}^\circ$ . . . . .	0,49	
Коэффициент наполнения (исправленный) $\eta_v$ . . . . .	0,6	
Количество засосанной смеси в м <sup>3</sup> /час . . . . .	84	
Количество засосанного газа при нормальных условиях в нм <sup>3</sup> /час . . . . .	42	
Расход газа на 1 л. с. в час в м <sup>3</sup> . . . . .	3,89	
Расход тепла на 1 л. с. в час в кал . . . . .	3 500	
Эффективный к. п. д. $\eta_e$ в % . . . . .	18	

Полученные результаты показали, что коэффициент наполнения, определяемый по соплу, больше объемного в 1,22 раза. Произведенный пересчет коэффициента наполнения при работе двигателя на газе дал значение  $\eta_{v.k.k} = 0,6$ , что несколько ниже, чем на воздухе, и является следствием больших сопротивлений. При этом значение эффективного к. п. д. составляет  $\eta_e = 0,18$ .

По материалам настоящей работы инж. И. И. Поляковым был спроектирован по заданию Промзернопроекта регулятор

для двигателя „Красный прогресс“ 18 л. с., который конструктивно совершенно аналогичен двигателю 12 л. с. и отличается от последнего только размерами.



Фиг. 9.

Конструкция этого регулятора, изображенного на фиг. 9, может быть рекомендована при переводе на газ двигателей с маятниковым регулятором.

Д. Н. ВЬРУБОВ

## ПЕРЕВОД НА ГАЗ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ РК-30

### ВВЕДЕНИЕ

Реализация газожидкостного процесса в четырехтактных двигателях Дизеля не представляет особых затруднений: газ подводится через соответствующие смесительные органы к всасывающему патрубку (или коллектору) двигателя и поступает



в цилиндр в виде готовой рабочей смеси с воздухом во время такта впуска. Осуществление же двухтактного процесса при газообразном горючем значительно сложнее, в особенности при условии применения бедных (низкокалорийных) газов; эти трудности дополнительно возрастают для условий работы газосысывающих установок.

В двухтактных двигателях подвод газа к всасывающим патрубкам двигателя (продувочного насоса) и осуществление, таким образом, продувки горючей смесью приводит к значительным потерям последней и, следовательно, существенному снижению экономичности двигателя. Выполнение же подвода газа в цилиндр после завершения продувки требует коренных конструктивных изменений двигателя, устройства соответствующих газовых впускных органов с распределительным механизмом и установки специального компрессора для сжатия газа и подачи его в цилиндр двигателя. Это приводит к большому усложнению конструкции и в свою очередь к снижению экономичности двигателя.

В связи с этим в настоящее время имеется лишь весьма ограниченное число конструкций двухтактных газовых двигателей, причем исключительно для работы на богатых газах, обычно естественных и подводящихся к двигателю под избыточным давлением.

При постановке вопроса о переводе на газ двухтактных двигателей, уже находящихся в эксплуатации, естественно не представляется возможным ставить требования коренных изменений основных конструктивных элементов двигателя. С другой стороны, принимая во внимание особую остроту положения со снабжением жидким топливом, может оказаться рациональным пойти на некоторое снижение общей экономичности установки, сберегая хотя бы часть жидкого топлива даже за счет перерасхода газифицируемого твердого местного горючего.

Поэтому, учитывая требования наименьших конструктивных переделок двигателей, интересно выяснить возможность перевода на газ двухтактных двигателей Дизеля с осуществлением продувки горючей смесью, тем более что, как показали исследования, проведенные в лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ по переводу на газ двухтактных калоризаторных двигателей, экономичность двигателя при работе на газе с продувкой смесью сравнительно с работой на жидком топливе снижается относительно незначительно. При этом, конечно, следует помнить, что экономичность калоризаторных нефтяных двигателей вообще очень низка и значительно ниже, чем двигателей высокого сжатия (дизелей).

Одним из наиболее распространенных в СССР типов двухтактных дизелей являются предкамерные двигатели марки РК-30, выпускавшиеся заводами „Русский дизель“ и ХПЗ. Двигатели эти в настоящее время можно считать весьма устаревшими в конструктивном отношении, и экономичность их низка (расход топлива 220—250 г/э. с. ч.). Однако неприхотливость к качеству топлива и обслуживания и прочность конструкции обусловли-

вают длительность их срока службы, и они еще долгое время будут находиться в эксплуатации. В связи с этим по заданию Народного комиссариата тяжелого машиностроения лабораторией двигателей внутреннего сгорания МВТУ были проведены описанные ниже исследования по выявлению возможностей перевода на газ по газожидкостному процессу двигателя типа РК-30.

Необходимо отметить полное отсутствие литературных материалов по вопросу перевода двухтактных дизелей на газ как в СССР, так и за границей. Одна-две краткие заметки в иностранной литературе содержат лишь указания на опыты по переводу двухтактного двигателя со сложной схемой подачи газа через специальный клапан (т. е. с заменой цилиндрической крышки) и работой газогенератора под давлением.

Таким образом настоящая работа имела целью выяснить ряд принципиальных моментов перевода двухтактных дизелей на газ<sup>1</sup>.

### РАСЧЕТ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА

Для выяснения возможных показателей работы двигателя при переводе на газожидкостный процесс были произведены следующие теоретические расчеты:

1. Расчеты теплового процесса при работе только на жидком топливе, т. е. нормального процесса бескомпрессорного дизеля РК-30 при различных нагрузках.

2. Тепловые расчеты при работе по газожидкостному процессу при постоянной доле запального жидкого топлива, но в следующих вариантах: а) количественное регулирование — при постоянном коэффициенте избытка воздуха на линии расширения  $\alpha_2 = 1,2$  и б) качественное регулирование — при переменном  $\alpha_2 = \text{var}$ .

Для работы как на жидком топливе, так и по газожидкостному процессу в расчетах принят смешанный цикл со степенью повышения давления  $\lambda = 1,35$ .

При расчетах были приняты следующие исходные данные и практические показатели работы двигателя:

Диаметр цилиндров двигателя . . . . .	$D = 300$ мм
Ход поршня . . . . .	$S = 400$ „
Высота выхлопных окон . . . . .	$h_b = 86$ „
Число оборотов . . . . .	$n = 300$ об/мин
Степень сжатия (полезная) . . . . .	$\epsilon = 13,5$
Среднее эффективное давление (нормальное) . . . . .	$p_e = 2,65$ ат
Механический к. п. д. . . . .	$\eta_m = 0,68-0,70$
Давление сжатия . . . . .	$p_c = 33,0-35,0$ ат
Давление вспышки . . . . .	$p_z = 45-48$ ат
Потеря заряда при продувке . . . . .	$\zeta = 0,35$
Рабочий объем цилиндра . . . . .	$V_h = 28,2$ л
„ „ продувочного насоса . . . . .	$V_n = 26,4$ л
Доля потеряннного хода . . . . .	$\psi = 0,215$

<sup>1</sup> Работа проведена в лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ автором настоящей статьи и научным сотрудником НИДИ О. С. Амелиным, при участии инж. лаборатории А. П. Пестрова.

Во всех расчетах приняты одинаковые начальные параметры свежего заряда:

температура заряда  $T_0 = T_r = 290^\circ$  абс;  
 подогрев заряда  $\Delta T = 30^\circ$  и таким образом  $T_0' = 320^\circ$  абс;  
 начальное давление  $p_0 = p_a = p_r = 1,0$  атм.

Показателями линий сжатия и расширения приняты показатели кажущихся адиабат, т. е.  $n_1 = k_1$  и  $n_2 = k_2$ .

Коэффициент выделения тепла  $\xi = 0,85$  — во всех случаях.

Коэффициент скругления теоретической индикаторной диаграммы принят равным единице. Среднее индикаторное давление трения  $p_{iтр} = 1,25$  атм = const.

Состав жидкого топлива принят:

$C = 0,864$ ;  $H = 0,126$ ;  $O = 0,010$  при теплотворности  $Q_u = 10\,000$  кал/кг.

Для этого топлива теоретически необходимое для сгорания количество воздуха составляет  $L_0 = 0,492$  мол/кг.

Состав генераторного газа принят (в процентах):

$CO_2 = 14,0$ ;  $CO = 12,7$ ;  $H_2 = 18,1$ ;  $CH_4 = 2,7$ ;  $C_nH_m = 0,3$ ;

$O_2 = 0,3$ ;  $N_2 = 51,0$ .

Теоретически необходимое для сгорания этого газа количество воздуха составляет (принимая тяжелые углеводороды за этилен)  $L_0' = 1,02$  мол/мол.

Теплотворность газа (низшая)  $H_u \approx 1125$  кал/нм<sup>3</sup>.

Относительный расход тепла жидкого топлива во всех тепловых расчетах газожидкостного процесса, т. е.  $x = \frac{\text{расход тепла в жидком топливе}}{\text{полный расход тепла}}$  принят постоянным и равным  $x = 0,15$ . Теплоемкости газов приняты по Лангену-Шреберу. Возможные изменения процессов продувки при работе по газожидкостному процессу в проведенных расчетах не учитывались.

### Расчеты нормального процесса

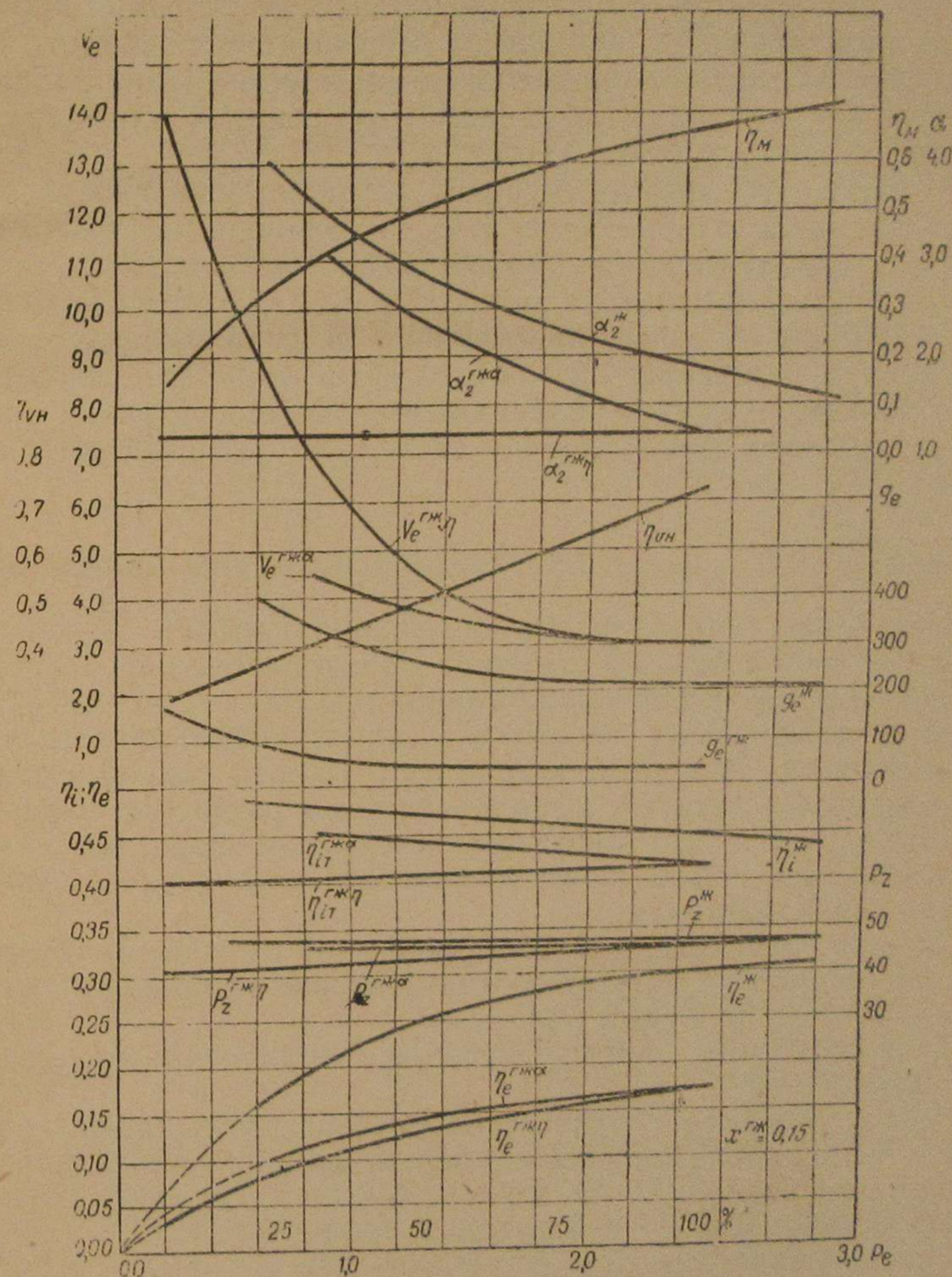
Расчеты нормального процесса бескомпрессорного дизеля РК произведены по общепринятой методике (см. Е. К. Мазинг, „Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания“). Результаты этих расчетов, приведенные на графике фиг. 1, удовлетворительно сходятся с практическими показателями работы хорошо отрегулированных двигателей данного типа.

### Расчеты газожидкостного процесса

Методика теплового расчета газожидкостного процесса изложена в статье доц. С. Е. Лебедева (стр. 108 этого сборника).

Основные результаты приведены на графике фиг. 1 в зависимости от среднего эффективного давления ( $p_e$ ), причем результаты серии расчетов при работе только на жидком топливе обозначены верхним индексом „ж“, для газожидкостного процесса при качественном регулировании присвоен индекс „гж а“ а при количественном „гж η“.

Проведенные теоретические расчеты показывают, что при принятых исходных параметрах ( $\eta_{вн} = 0,722$ ;  $x = 0,15$  и  $\alpha_2 = 1,2$ ) потеря мощности относительно невелика (~7%). Вместе с тем продувка смесью обуславливает весьма значительное снижение экономичности двигателя, характеризующееся уменьшением эф-



Фиг. 1.

фективного к. п. д. двигателя с  $\eta_e^{ж} = 0,30$  при работе на жидком топливе до  $\eta_e^{гж} = 0,17$  при газожидкостном процессе.

Кроме того, необходимо отметить весьма крутое протекание кривой изменения  $\eta_{вн}$  — коэффициента подачи продувочного насоса, показывающее сильную зависимость показателей работы двигателя от этого фактора. Из диаграммы видно, что при умень-

шении  $\eta_{vH}$  с 0,722 до 0,50 при том же  $x = 0,15$  максимальная мощность двигателя падает до  $\sim 50\%$  от номинальной. Дополнительный тепловой расчет показал, что в этом случае даже при увеличении присадки жидкого топлива до  $x = 0,40$  максимальная достижимая мощность составит только около  $60\%$  от номинала.

Затруднительность управления процессом сгорания при газожидкостном процессе вообще и в двигателях данного типа в особенности обусловили необходимость проведения вариантов расчетов максимальных давлений для условий сгорания при постоянном объеме (цикл Отто).

Эти варианты, соответствующие условиям основных расчетов, дали значения  $p_z \approx 55-63$  ат, т. е. выходящие за пределы допустимых для двигателей данного типа. Таким образом получение незначительной потери мощности лимитируется недопустимым повышением давления сгорания и, если обычный метод снижения  $p_z$  — уменьшение предварения впрыска, — будет неэффективным, окажется необходимым снижение степени сжатия, что, естественно, нежелательно, так как ухудшает показатели работы двигателя.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ И МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЙ

Исследования проводились на двухцилиндровом, двухтактном двигателе марки 2 РК-30, выпуска Харьковского паровозостроительного завода эффективной мощностью 100 л. с. при 300 об/мин.

Не останавливаясь на разборе конструкции двигателя, детально описанной в ряде руководств, укажем только в отношении некоторых деталей, выполнявшихся в различных вариантах, что исследовавшийся двигатель имел иглу форсунки с коническим седлом, а всасывающие клапаны продувочного насоса — с кожаными пластинами.

Следует отметить, что состояние двигателя и, в частности, его топливной аппаратуры соответствовало средним эксплуатационным, а не парадным условиям.

Двигатель был непосредственно соединен с балансирной динамомашинной.

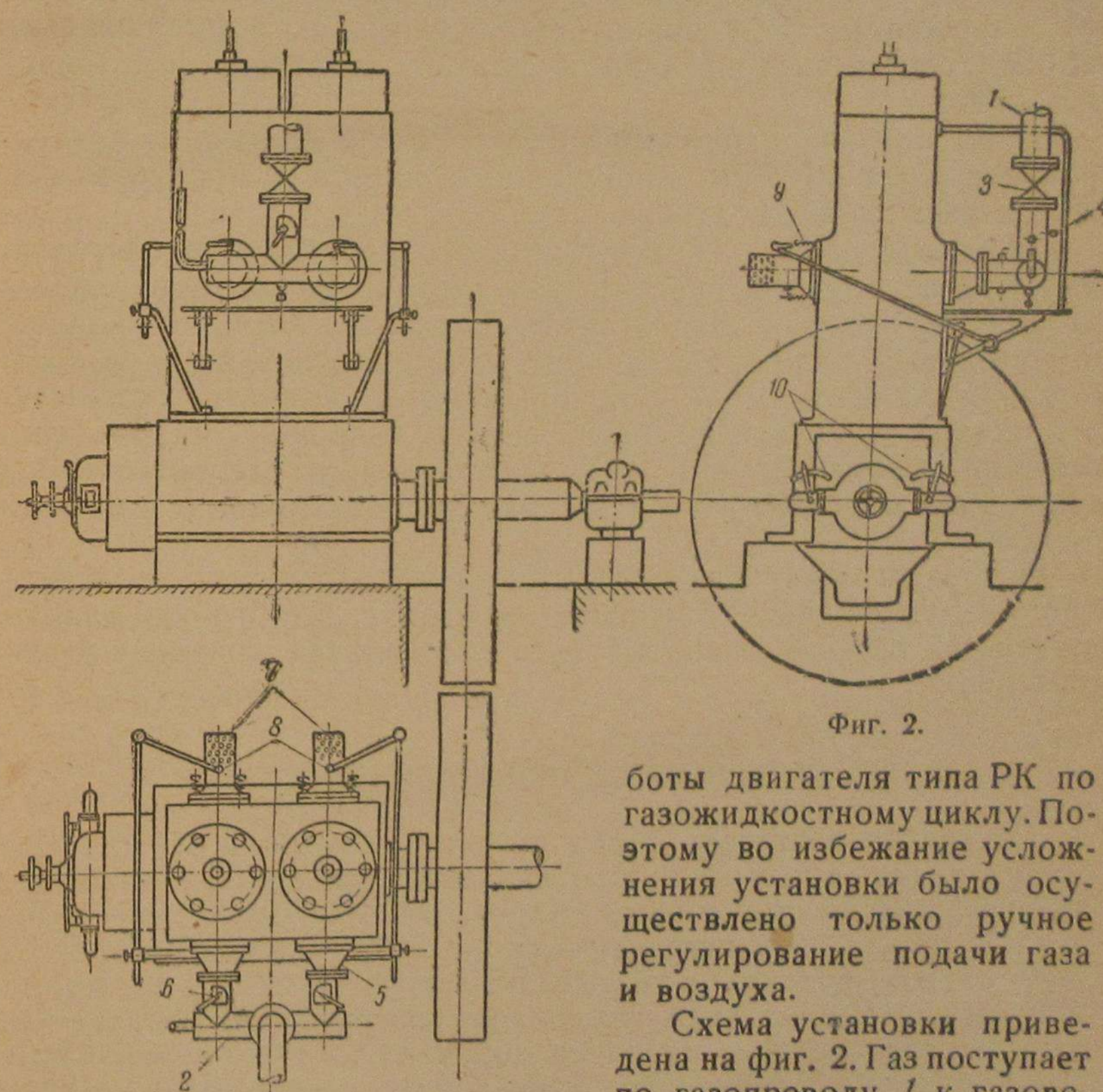
Расход жидкого топлива замерялся по весу, причем учитывалось отдельно количество топлива, вытекающее из форсунок вследствие неплотности втулок форсуночных игл. Топливом служила смесь соляра с мазутом в пропорции 1:1.

Генераторный газ для испытаний двигателя при работе по газожидкостному процессу получался от газогенераторной установки ЦНИИРФ-7 Ногатинского завода. Топливом служили березовые дрова длиной 250—300 мм, с влажностью 20—25%. Расход газа измерялся нормальным соплом диаметром 40,0 мм, для которого коэффициент расхода был принят равным 0,99. Сопло было установлено на газопроводе в 20 м от двигателя, и между ними был включен уравнивательный бак, который почти полностью демпфировал колебания, вызываемые всасыванием двигателя.

Во время испытаний производился анализ горючего газа, газо-воздушной смеси из продувочного насоса и отходящих газов приборами Орса и отбирались пробы горючего газа с последующим полным анализом в приборе ТИ. Остальные замеры производились обычными методами.

#### ПЕРЕОБОРУДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ РАБОТЫ ПО ГАЗОЖИДКОСТНОМУ ПРОЦЕССУ

Целью настоящей работы, как уже было отмечено выше являлось выяснение только принципиальной возможности ра-



Фиг. 2.

боты двигателя типа РК по газожидкостному циклу. Поэтому во избежание усложнения установки было осуществлено только ручное регулирование подачи газа и воздуха.

Схема установки приведена на фиг. 2. Газ поступает по газопроводу 1 к газовому коллектору 2. На газопроводе перед газовым коллектором установлена главная газовая задвижка 3 и дроссельная заслонка 4 для регулирования количества газа, поступающего в двигатель. Газ из коллектора через конические патрубки 5, заменяющие нормальные защитные колпаки всасывающих клапанов, поступает в полости продувочного насоса с одной стороны двигателя. В патрубках 5 установлены дроссельные заслонки 6 для регулирования поступления газа в отдельные цилиндры.

Воздух всасывается через клапаны с противоположной стороны двигателя. Нормальные защитные колпаки с этой стороны заменены патрубками 7 с дроссельными заслонками 8 для регулирования количества всасываемого воздуха.

Доски всасывающих клапанов со стороны всасывания воздуха использованы в качестве предохранительных клапанов на случай взрывов смеси в полости продувочного насоса при обратных вспышках. Для этого доски крепятся гайками к картеру не наглухо, а при помощи пружин 9, натяг которых может быть соответственно отрегулирован. Уплотнение между клапанными досками осуществлено при помощи круглых резиновых прокладок, заложенных в канавки, проточенные в промежуточных шайбах, крепящихся наглухо к картеру винтами с потайной головкой.

Таким образом в принятой схеме смешение газа и воздуха происходило в полости продувочного насоса, и продувка осуществлялась рабочей смесью.

Топливные насосы не отъединялись от регулятора, благодаря чему при постоянном расходе газа регулирование происходило по жидкому топливу. Для подрегулировки дозы жидкого топлива по отдельным цилиндрам на корпусе топливных насосов были установлены секторы 10, к которым могли крепиться рукоятки для ручной прокачки насосов, причем кулачки этих рукояток служили ограничителями хода плунжеров, а следовательно, и количества подаваемого в форсунки жидкого топлива и момента подачи.

При испытаниях с вынутой вставкой (днищем) предкамеры для предупреждения обгорания в резьбу, в которую ввертывается эта вставка, завертывалась специальная защитная втулка (без дна).

#### ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Состояние двигателя перед началом испытаний характеризовалось следующими данными: давление сжатия 31—32 ат, давление вспышки при полной нагрузке 40—44 ат, механический к. п. д. при полной нагрузке — около 70%; удельный эффективный расход топлива в пределах нагрузки от  $\frac{3}{4}$  до полной 230—240 г/э.с.ч., причем при полной нагрузке наблюдался темный выхлоп. Первые опыты по переводу на газ производились без каких-либо изменений в регулировке двигателя. Эти первые опыты проводились при холостом ходе двигателя с одним выключенным цилиндром, что соответствовало индикаторной нагрузке работающего цилиндра до ~60%. При этих условиях двигатель работал спокойно, без преждевременных вспышек, но несколько более жестко и с дымным выхлопом, в то время как при работе на одном жидком топливе при этой нагрузке выхлоп был бездымным.

Максимальные давления в цилиндре достигали 56—59 ат против 46—49 ат при работе на одном жидком топливе. Часо-

вой расход жидкого топлива в этих условиях составлял ~75% от расхода при работе на одном жидком топливе. Указанные выше давления вспышки недопустимы для двигателя данного типа. Поэтому был проведен ряд опытов для нахождения путей снижения этих давлений. Необходимо напомнить, что применение обычного метода снижения давлений вспышки — увеличение запаздывания подачи запального топлива — в двигателях данного типа возможно лишь в весьма узких пределах, частично за счет изменения затяжки пружины форсуночной иглы и частично путем увеличения зазора в топливных насосах, причем последнее приводит к необходимости некоторого повышения числа оборотов. Использование этих возможностей позволило лишь незначительно (на 5—6 ат) снизить давление вспышки и несколько уменьшить расход жидкого топлива (до ~65%). Таким образом выявилась необходимость дальнейших мероприятий по снижению максимальных давлений сгорания.

Для выяснения влияния на процессы воспламенения и сгорания неохлаждаемой вставки (днища) предкамеры были проведены опыты с удаленной вставкой. В этом случае при работе только на жидком топливе наблюдалась значительная дымность выхлопа; давление вспышки составляло 34—39 ат.

При газожидкостном процессе давления вспышки достигали 43—49 ат и хотя двигатель работал мягко, без стуков, но дымность выхлопа была также значительна. Эти опыты показали, что удаление днища предкамеры приводит к существенному ухудшению процессов распыливания и сгорания жидкого топлива, и этот метод снижения давлений вспышки нерационален.

При работе по газожидкостному процессу обоих цилиндров с неудаленными днищами предкамер и при полной степени сжатия уже при нагрузке ~65 л.с. давления вспышки достигали 60 ат, причем двигатель работал с дымным выхлопом и перемежающимися резкими стуками. Поэтому дальнейшие опыты были проведены с пониженной степенью сжатия.

Снижение степени сжатия, осуществленное уменьшением толщины прокладок в пяте шатуна, обусловило конечное давление сжатия 28—29 ат. При этих условиях давление вспышки при работе на жидком топливе было получено равным 38 ат, а при газожидкостном процессе — 50—52 ат, причем при попытках обогащения смеси возникали сильные стуки и давление вспышки повышалось до 60—65 ат при одновременном увеличении дымности выхлопа.

Таким образом одно снижение сжатия до 28—29 ат не дало необходимого эффекта. Опыты при еще более низкой степени сжатия (давление сжатия ~25 ат) показали недопустимую жесткость работы вследствие увеличения периода запаздывания самовоспламенения жидкого топлива.

При пониженной степени сжатия (давление 28—29 ат) показатели работы двигателя на жидком топливе, естественно, несколько ухудшились. При работе по газожидкостному циклу минимальный расход жидкого топлива ~150 г/э.с.ч. был полу-

чен при мощности 61—63 л. с. Этот расход соответствует 50% расхода при работе только на жидком топливе. Максимальная мощность при допустимой окраске выхлопа составила 70—72 л. с. при удельном расходе ~ 180 г/э. с. ч., и дальнейшее увеличение нагрузки приводило к резкому возрастанию расхода жидкого топлива и значительному увеличению дымности выхлопа. Это возрастание расходов жидкого топлива, начиная уже с 65—70% нагрузки, обусловило необходимость проведения мероприятий по увеличению заряда цилиндра свежей смесью. Путем индирования камеры продувочного насоса было выяснено, что объемный коэффициент наполнения ее составляет всего около 0,50—0,53.

Для повышения коэффициента наполнения были увеличены проходные отверстия во всасывающем воздушном патрубке и несколько распилены отверстия в досках всасывающих клапанов как с воздушной, так и с газовой стороны. Благодаря этому значения объемного коэффициента подачи удалось поднять до 0,55—0,58.

Столь низкие оптимальные значения коэффициента наполнения объясняются несовершенством конструкции продувочного насоса двигателей этого типа и, в частности, весьма большим вредным объемом.

После проведения указанных мероприятий были получены следующие результаты испытаний двигателя (табл. 1).

Таблица 1

Названия величин	Работа по газожидкостному процессу	
	Работа на жидком топливе	Работа по газожидкостному процессу
Максимальная мощность в л. с. . . . .	91	77
Удельный эффективный расход жидкого топлива при максимальной мощности в г/э. с. ч. . . . .	264	150 (59%)
Максимальное давление сгорания в ат . . . . .	35—37	41—53
Минимальный расход жидкого топлива в г/э. с. ч. . . . .	253	143 (54%)
Мощность, соответствующая минимальному расходу в л. с. . . . .	76	66

В области нагрузок от экономической мощности и до максимальной двигатель работал вполне устойчиво и спокойно, без стуков. При низких нагрузках, близких к холостому ходу, наблюдались перебои и пропуски вспышек вследствие выключения подачи запального жидкого топлива одним из насосов. При пропусках обороты двигателя начинали колебаться, регулятор увеличивал подачу, что вместе с увеличением газового заряда в результате лучшей продувки неработающего ци-

линдра приводило, наконец, к резким вспышкам в нем, сопровождавшимся сильными стуками. Эти пропуски являлись результатом некоторой практически неизбежной неравномерности подачи насосов, резко выявляющейся при малых дозах топлива и присущей в особенности топливной системе двигателя данного типа.

Как известно, плунжеры топливных насосов имеют диаметр 20 мм. Расход жидкого топлива при холостом ходе составляет ~ 4,5 кг/час, что соответствует полезному ходу плунжера 0,45 мм. В действительности ход плунжера несколько больше, так как подача насосов должна компенсировать довольно значительные утечки через неплотности направляющих форсуночных игл, которые в двигателях данного типа выполняются относительно короткими. Во всяком случае ход плунжера при минимальных подачах измеряется долями миллиметра, и, естественно, доза подаваемого топлива в этих условиях может колебаться в зависимости от случайных обстоятельств, обусловливаемых овальностью роликов топливных насосов, колебаниями подвижной кулачной шайбы, а также условиями утечки топлива или проникания газов в форсунку при ее неплотности.

Таблица 2

Названия величин	Диаметр сопла форсунки в мм			
	0,75		0,60	
	жидкое топливо	газожидкостный процесс	жидкое топливо	газожидкостный процесс
Максимальная мощность в л. с. . . . .	92	88	85	78
Удельный эффективный расход жидкого топлива при максимальной мощности в г/э. с. ч. . . . .	265	149 (56%)	308	142 (51%)
Давление вспышки при макс. мощности в ат . . . . .	35—37	43—49	32—33	44—48
Минимальный удельный эффективный расход жидкого топлива в г/э. с. ч. . . . .	253	127 (48%)	256	100 (39%)
Соответствующая мощность в л. с. . . . .	86	78	61	63
Давление вспышки в ат	32—34	36—43	32—33	35—40

Указанные обстоятельства, естественно, усугубляются для двигателей, у которых состояние топливной аппаратуры соответствует не парадным, а обычным эксплуатационным условиям.

В связи с невозможностью добиться дальнейшего улучшения показателей работы двигателя с нормальной топливоподающей системой были проведены опыты с соплами меньшего диаметра, поскольку вопрос о замене плунжеров топливных насосов не

мог быть поставлен в связи с упомянутыми выше требованиями минимальных переделок двигателя. Применение сопел меньшего диаметра должно было обеспечить как некоторое увеличение запаздывания впрыска, так и растягивание процесса впрыска по времени.

Спыты были проведены с соплами диаметром 0,60 и 0,75 мм против нормального диаметра 1,0 мм и дали результаты, указанные в табл. 2.

Приведенные данные показали, что оптимальные результаты были получены при соплах диаметром 0,75 мм, и хотя при работе по газожидкостному процессу с соплами диаметром 0,60 мм был достигнут еще более низкий расход запального топлива, однако за счет существенного снижения максимальной мощности и экономичности двигателя при работе на жидком топливе.

#### ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМ ВАРИАНТЕ РЕГУЛИРОВКИ

Полные испытания двигателя были проведены при оптимальных условиях регулировки, найденных в предварительных исследованиях, т. е. при сниженной степени сжатия ( $p_c = 28-29 \text{ ат}$ ) и диаметре отверстий форсунок 0,75 мм. Результаты этих испытаний приведены в табл. 3 и на графиках фиг. 3 и 4.

В качестве запального топлива применялась смесь из 50% мазута и 50% дизельного топлива. Все испытания по газожидкостному процессу проводились при полностью открытых газовых и воздушных дросселях, и регулирование двигателя происходило автоматически только по жидкому топливу.

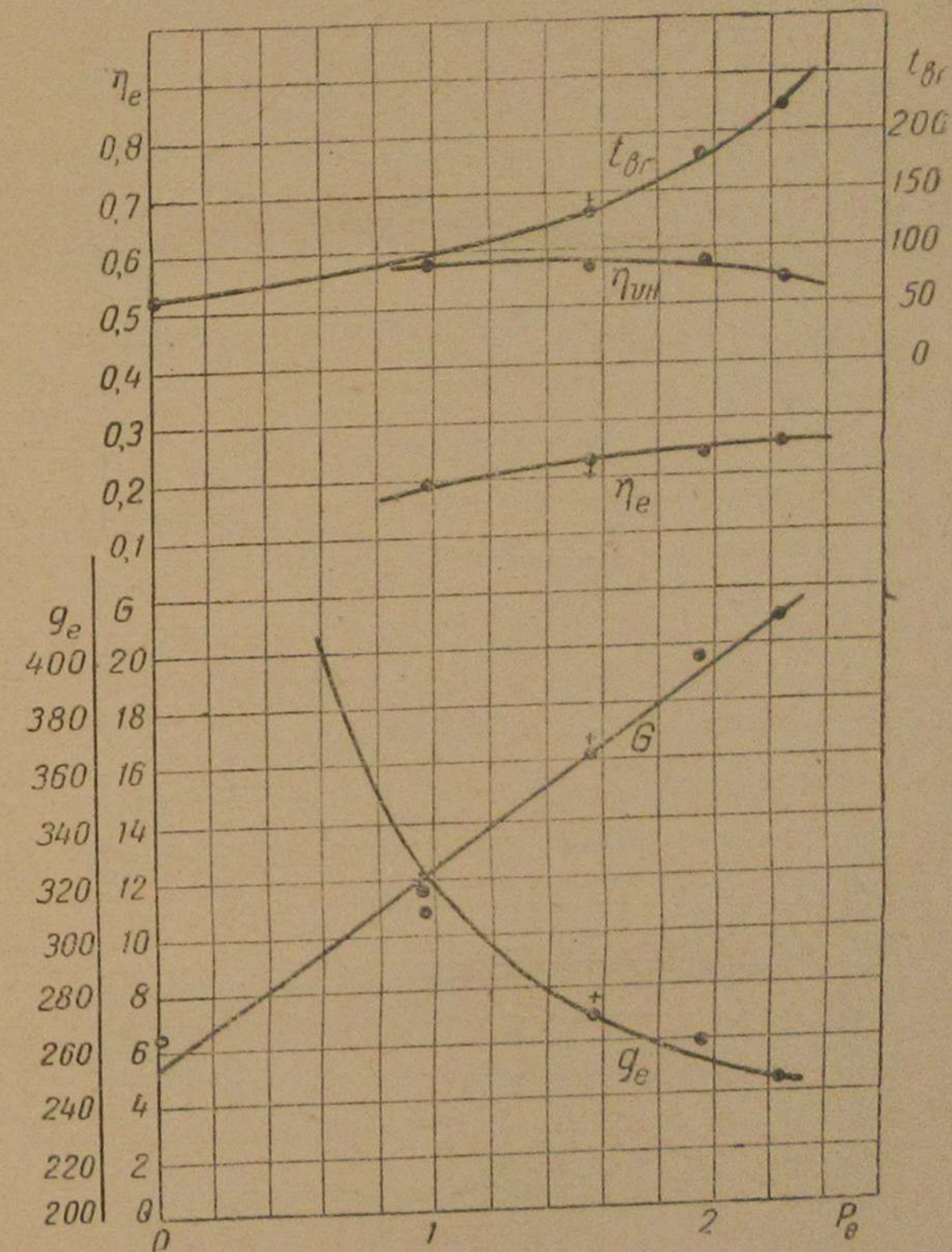
Опыты № 1—5 и 10 проведены на жидком топливе, причем опыты № 1—5 предшествовали 1-й серии опытов по газожидкостному процессу (опыты № 6—9), а опыт № 10 являлся контрольным перед 2-й серией опытов по газожидкостному процессу (опыты № 11—14).

Результаты испытаний двигателя на жидком топливе показаны на фиг. 3. Здесь следует отметить пониженную экономичность двигателя вследствие снижения степени сжатия. Равным образом обращают на себя внимание низкие значения коэффициента наполнения ( $\eta_{\text{вн}}$ ) продувочного насоса, лежащие между 0,58 и 0,55.

На фиг. 4 приведены результаты обеих серий испытаний при работе по газожидкостному процессу. Максимальная мощность, достигавшаяся в обеих сериях испытаний, составляла около 88 л. с. при видимом сером выхлопе. Дальнейшее увеличение нагрузки приводило к появлению черного дыма. Максимальное давление сгорания достигало при более богатом газе и высокой нагрузке  $\sim 50 \text{ ат}$ . Таким образом нагрузка около 90% от номинальной, повидимому, является предельной. При этой нагрузке количество запального топлива ( $g_e$  на фиг. 4) составляло около 145 г/э.с.ч. или  $\sim 59\%$  от расхода топлива при работе только на жидком топливе.

Минимальный расход запального топлива — 120 г/э.с.ч. или  $\sim 49\%$  получен при нагрузке 50—60% от номинальной, причем дальнейшее ее возрастание при уменьшении нагрузки объясняется появлением перебоев в работе отдельных топливных насосов вследствие малых подач и пропусков воспламенения в цилиндрах.

Из таблицы видно, что при нагрузке  $\sim 35\%$  от номинальной (опыт № 11) максимальное давление в одном из цилиндров со-



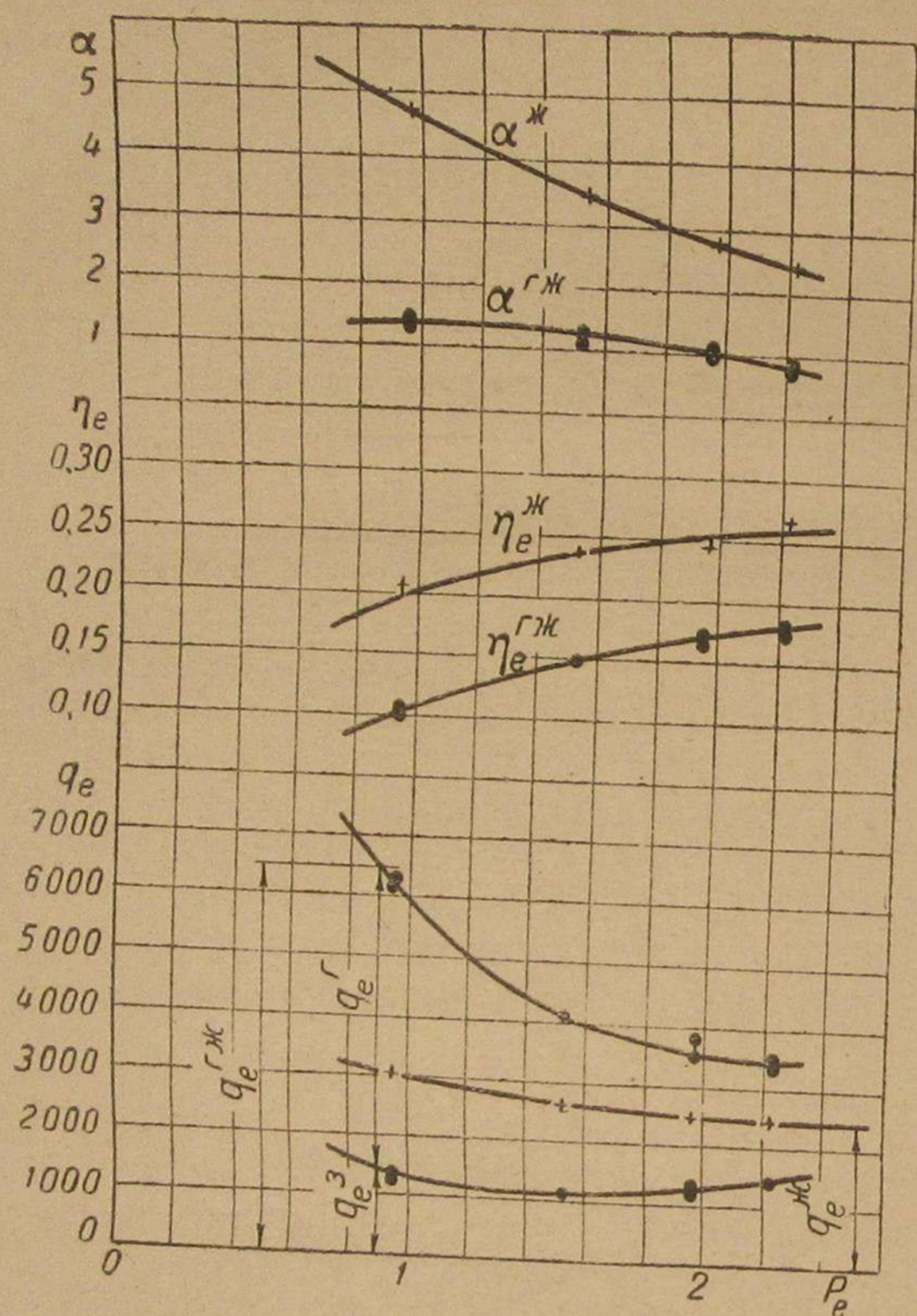
Фиг. 3.

ставляло 27 ат, т. е. равнялось давлению сжатия, и таким образом этот цилиндр фактически выключался из работы, давая лишь по временам отдельные вспышки. Эта нагрузка соответствует подаче насоса при холостом ходе на жидком топливе, когда также наблюдаются перебои в работе цилиндров. Таким образом горючая смесь газа и воздуха проходила через этот цилиндр не сгорая.

Коэффициент наполнения ( $\eta_{\text{вн}}$ ) продувочного насоса в этих сериях получен еще более низкий (в пределах от 0,54 до 0,50), что явилось, повидимому, результатом несколько иной мето-



поступающем в двигатель. Если предположить, что расход тепла при работе по газожидкостному процессу увеличивается только за счет потери газа при продувке, т. е. степень использования тепла остается неизменной, то оказывается, что потери газа со-



Фиг. 5

ставляют около 50%. Нанесенные в верхней части фиг. 5 значения коэффициента избытка воздуха подсчитаны для газожидкостного процесса по полному расходу газа, включая утечку, и таким образом действительные значения  $\alpha$  в выхлопной трубе несколько более высокие.

#### Выводы.

Результаты проведенных исследований приводят к следующим выводам.

1. Двигатели типа РК-30 с конструктивной стороны чрезвычайно неблагоприятны для перевода на газожидкостный процесс ввиду:

а) высокого сжатия при малой степени повышения давления в условиях нормальной работы на жидком топливе;

б) наличия предкамеры, удаление днища которой приводит к ухудшению использования жидкого топлива;

в) весьма низкого коэффициента наполнения продувочного насоса (50—60%) вследствие большого объема вредного пространства и неудовлетворительности всасывающих клапанов;

г) высоких потерь продувочного воздуха (смеси);

д) почти полной невозможности управления процессом сгорания (изменения предварения впрыска) вследствие конструктивных особенностей топливоподающей системы и ее связи с плоским регулятором;

е) неудовлетворительной равномерности подачи топлива по отдельным цилиндрам, как результат применения подвижного кулака топливных насосов и больших утечек в топливной системе, вследствие относительно большого диаметра плунжера топливного насоса при малом ходе плунжера и коротком уплотнении форсуночной иглы; эта неравномерность особенно сильно сказывается в области малых подач, что имеет решающее значение для достижения минимальных доз запального топлива при работе по газожидкостному процессу;

ж) конструктивных трудностей осуществления воздействия плоского регулятора на газовые дроссельные органы.

2. Учитывая перечисленные выше особенности двигателей типа РК-30, можно считать, что полученные при испытаниях показатели (~90% номинальной мощности при присадке запального топлива ~60% от расхода при работе только на жидком топливе и минимальная присадка ~50% при мощности ~60% от номинальной) повидимому, достаточно близки к оптимальным показателям работы двигателей данного типа по газожидкостному процессу.

3. Вместе с тем необходимо отметить, что при переводе на газожидкостный процесс двухтактных двигателей Дизеля существенно снижается экономичность в результате потерь горючей смеси при продувке, составляющих в двигателях типа РК-30, повидимому, свыше 40%.

4. В связи с указанным простейший перевод на газожидкостный процесс двигателей типа РК-30 без значительных конструктивных переделок может быть рекомендован только в случае крайней необходимости уменьшить расход жидкого топлива хотя бы за счет весьма неэкономичного использования твердого горючего и существенных издержек по сооружению генераторной установки. В этом случае в области нагрузки агрегата от 0,5 до 0,8 от номинала может быть получено до 50% экономии жидкого горючего, но при эффективном использовании только около 8% теплотворности газифицируемого твердого топлива.





## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие . . . . .	3
<u>Е. К. Мазинг.</u> Силовой газ как продукт неполного сгорания топлива . . . . .	5
<u>Е. К. Мазинг.</u> Естественный газ как топливо для газомоторов . . . . .	11
Б. Г. Либрович и Н. А. Кутырин. Методика расчета и выбора оборудования газогенераторных установок . . . . .	15
Д. Н. Вырубов. Основные принципы конструирования устройств для перевода дизелей на газ . . . . .	91
С. Е. Лебедев. Расчет газожидкостного процесса . . . . .	108
С. Е. Лебедев. Перевод на газ бескомпрессорных четырехтактных дизелей . . . . .	119
С. Е. Лебедев. Перевод на газ быстрого четырехтактного дизеля М-17 . . . . .	167
С. Е. Лебедев. Перевод на газ двухтактного калоризаторного двигателя с центробежным регулятором . . . . .	180
М. С. Ховак. Перевод на газ двухтактного калоризаторного двигателя с маятниковым регулятором . . . . .	206
Д. Н. Вырубов. Перевод на газ двухтактного дизеля РК-30 . . . . .	221
Литература по переводу двигателей на газ . . . . .	238

Редактор Б. Г. Либрович

Техн. редактор Б. И. Моделъ. Корректор М. Х. Артюхова

Сдано в набор 13/IX 1945 г. Подписано к печати 21/VI 1946 г. Печ. л. 15  
Уч.-изд. л. 18<sup>1</sup>/<sub>2</sub>. Тираж 5000 экз. А 06300. Заказ № 2263.

1-я типография Машгиза. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.