

ТРУДЫ  
НАТИ

ВЫПУСК  
38

МАШГИЗ

ТРУДЫ  
НАТИ

39

МАШГИЗ

Газогенераторы  
в  
"Трудах НАТИ"

1918-XXV-1943

ТРУДЫ  
НАТИ

ВЫПУСК  
41

Выпуск 38 - 41

МАШГИЗ 1941

МАШГИЗ 1944

И. С. Мезин  
старший научный сотрудник

## ПРИГОТОВЛЕНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

В статье рассматривается изменение соотношения генераторного газа с воздухом в зависимости от различных режимов работы двигателя. Доказывается целесообразность применения в смесителях газогенераторных машин экономайзерного регулирования мощности двигателя.

Несмотря на широкое распространение в нашей стране газогенераторных установок автомобильного и тракторного типа, вопросы, связанные с приготовлением рабочей смеси генераторного газа с воздухом до сего времени остаются недостаточно изученными. Отсутствие в современной литературе материала, который бы разъяснил поведение двигателя в зависимости от качества газовой смеси, несомненно тормозит дальнейшее совершенствование смесителей.

В настоящей статье излагаются первые экспериментальные исследования этого вопроса, проведенные в НАТИ под руководством автора, и намечаются конкретные мероприятия, улучшающие экономичность работы двигателя при комбинированном способе регулирования смеси.

Перед рассмотрением вопросов, связанных с образованием смеси генераторного газа и воздуха, разберем факторы, которые характеризуют рабочую смесь физически, и найдем их влияние на мощность двигателя. Такими факторами являются: 1) расход смеси, 2) давление смеси, 3) температура смеси.

### 1. РАСХОД ПОСТУПАЮЩЕЙ В ДВИГАТЕЛЬ РАБОЧЕЙ СМЕСИ ГАЗА С ВОЗДУХОМ

Эффективная мощность двигателя, работающего на генераторном газе, при всех прочих равных условиях зависит от химического состава газа и определяется расходом рабочей смеси, поступающей в цилиндры.

Количество поступающей смеси при полностью открытом дросселе и одних и тех же оборотах вала не всегда бывает одинаковым. Происходит это в связи с изменением сопротивления газогенератора и всей установки в целом. Причинами переменного сопротивления газогенераторной установки могут быть:

- 1) уплотнение реакционного слоя топлива;
- 2) шлакообразование в камере (при работе на угле, торфе или соломе);
- 3) химизм процесса, определяемый влажностью топлива;
- 4) загрязнение газовой линии.

Все эти причины обуславливают величину угла открытия воздушной заслонки. Чем больше прикрыта эта заслонка, тем выше разрежение в коллекторе двигателя и тем, следовательно, ниже весовое поступление рабочей смеси в цилиндры. Поэтому, если эффективность газогенераторного процесса оценивается мощностью двигателя, то необходимо учитывать количество израсходованной рабочей смеси, которое для четырехтактного цикла равняется

$$G_c = 0,03 \eta_v V_h n \text{ м}^3/\text{час}, \quad (1)$$

где  $\eta_v$  — коэффициент наполнения двигателя,  
 $V_h$  — литраж двигателя,  
 $n$  — число оборотов вала в мин.

Коэффициент наполнения для четырехтактного двигателя равен

$$\eta_v = \frac{T_0 (\varepsilon p_a - p_r)}{T_0' p_0 (\varepsilon - 1)} \quad (2)$$

Здесь  $T_0$  и  $p_0$  — абсолютные температура и давление той среды, к физическим условиям которой отнесен коэффициент наполнения<sup>1</sup>,

$p_a$  — абсолютное давление всасывания,  
 $p_r$  — абсолютное давление выхлопа,  
 $T_0'$  — абсолютная температура смеси в цилиндре двигателя в конце всасывания<sup>2</sup>,  
 $\varepsilon$  — степень сжатия.

Давление всасывания  $p_a$  всегда бывает меньше давления во всасывающем коллекторе  $p_k$  на величину падения напора  $\Delta p$ , обусловленного гидравлическим сопротивлением всасывающего клапана

$$p_a = p_k - \Delta p. \quad (3)$$

Это гидравлическое сопротивление, как известно, пропорционально удельному весу смеси  $\gamma$  и квадрату ее скорости в клапане  $V$

$$\Delta p = \zeta \frac{\gamma V^2}{2g}.$$

Если при постоянном числе оборотов вала дросселировать смесь, поступающую в цилиндры, то ее скорость в коллекторе и в клапанах изменяться будет незначительно ввиду того, что засасываемый объем газа в основном определяется литражем двигателя и числом оборотов его вала, падение же весового расхода смеси произойдет главным образом за счет уменьшения ее удельного веса, который пропорционален давлению в коллекторе  $p_k$ .

Таким образом, при  $n = \text{const}$

$$V \cong \text{const}, \quad \text{а} \quad \gamma \cong k p_k,$$

следовательно

$$\Delta p \cong \zeta \frac{V^2 k p_k}{2g} = a p_k,$$

где  $a$  представляет собою коэффициент пропорциональности, связанный с числом оборотов вала, который может быть принят постоянным для каждого данного числа оборотов.

Уравнение (3) теперь примет вид:

$$p_a = p_k - \Delta p = p_k - a p_k = p_k (1 - a).$$

Если это значение  $p_a$  подставить в уравнение (2), то

$$\eta_v = \frac{T_0 [\varepsilon p_k (1 - a) - p_r]}{T_0' p_0 (\varepsilon - 1)} = \frac{T_0 \varepsilon (1 - a)}{T_0' p_0 (\varepsilon - 1)} \left[ p_k - \frac{p_r}{\varepsilon (1 - a)} \right];$$

расход же смеси, поступающей в двигатель, будет равняться

$$G_c = 0,03 V_h n \frac{T_0 \varepsilon (1 - a)}{T_0' p_0 (\varepsilon - 1)} \left[ p_k - \frac{p_r}{\varepsilon (1 - a)} \right] \text{ м}^3/\text{час}. \quad (4)$$

Расход смеси обычно относят к нормальным физическим условиям, при которых

$$T_0 = 273^\circ \text{ К } (0^\circ)$$

и 
$$p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

<sup>1</sup> Для газовых двигателей иногда удобно относить  $\eta_v$  к условиям во всасывающем коллекторе. Тогда  $T_0 = T_k$  и  $p_0 = p_k$ . Ясно, что расход смеси, определенный по формуле (1), также отнесен к условиям  $T_0$  и  $p_0$ .

<sup>2</sup> Для газового двигателя

$$T_0' = T_k + \Delta t.$$

Поэтому

$$G_c = 0,0108 V_h n \frac{\epsilon(1-a)}{T_0'(\epsilon-1)} \left[ p_k - \frac{p_r}{\epsilon(1-a)} \right] \text{ м}^3/\text{час}, \quad (5)$$

где  $p_k$  и  $p_r$  должны быть выражены в мм ртутного столба.

При дросселировании рабочей смеси, если  $n = \text{const}$ , все члены уравнения (5), кроме  $p_k$ , могут быть приняты постоянными. Следовательно, расход смеси может быть выражен через давление в коллекторе весьма простым уравнением

$$G_c = A_0 (p_k - B_0) \text{ м}^3/\text{час}, \quad (6)$$

в котором постоянные

$$A_0 = 0,0108 V_h n \frac{\epsilon(1-a)}{T_0'(\epsilon-1)} \quad (7)$$

и

$$B_0 = \frac{p_r}{\epsilon(1-a)}. \quad (8)$$

Уравнение (6) позволяет определить расход рабочей смеси, поступающей в двигатель, при помощи разрежения  $h$ , замеряемого в коллекторе, так как

$$p_k = B - h \text{ мм рт. ст.}, \quad (9)$$

где  $B$  — барометрическое давление.

На фиг. 1 приведены опытные данные замеров расхода воздуха для случая холодного двигателя и рабочей смеси в зависимости от давления в коллекторе двигателя ГАЗ-А для  $n = 1500$  об/мин.

Замеры расходов производились при помощи диафрагмы, смонтированной после смесителя.

Связь расхода воздуха с давлением в коллекторе при прокручивании двигателя от педель-динамо выражается уравнением

$$Q_v = 0,262 (p_k - 120) \text{ кг/час}$$

или

$$G_v = 0,203 (p_k - 120) \text{ м}^3/\text{час} \quad (\text{при } 0^\circ \text{ и } 760 \text{ мм рт. ст.}),$$

которое является, как нетрудно видеть, частным случаем выведенного уравнения (6), где

$$A_0 = 0,203 \text{ и } B_0 = 120.$$

При работе двигателя на генераторном газе расход смеси также оказался линейной функцией давления в коллекторе, подчиняясь уравнению

$$Q_{см} = 0,200 (p_k - 70) \text{ кг/час}$$

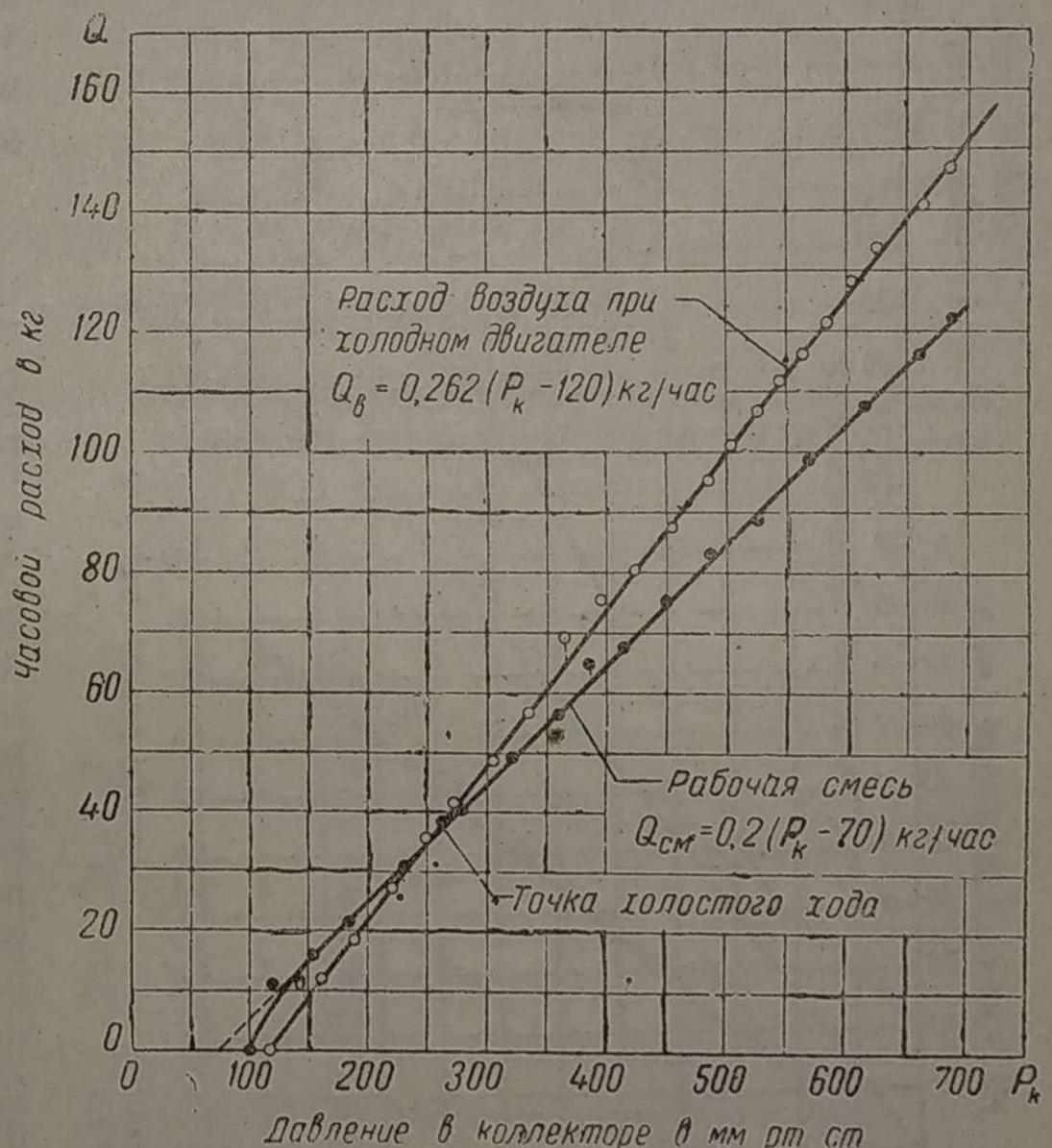
или

$$G_{см} = 0,172 (p_k - 70) \text{ м}^3/\text{час} \quad (\text{при } 0^\circ \text{ и } 760 \text{ мм рт. ст.}),$$

в котором

$$A_0 = 0,172 \text{ и } B_0 = 70.$$

Как видно из диаграммы, расход смеси при тех же оборотах вала проходит ниже расхода холодного воздуха.



Фиг. 1. Зависимость часовых расходов холодного воздуха и рабочей смеси от давления в коллекторе двигателя ГАЗ-А:  $\epsilon = 6,61$ ;  $n = 1500$  об/мин и  $B = 761$  мм рт. ст.

В точке, соответствующей холостому ходу, расходы совпадают.

При дальнейшем дросселировании смеси, чтобы сохранить прежнее число оборотов, приходилось дополнительно прокручивать двигатель от пендель-динамо. В этом случае расход смеси при том же давлении в коллекторе оказался выше расхода холодного воздуха.

Уравнением

$$G_c = 0,172(p_k - 70) \text{ м}^3/\text{час}$$

можно пользоваться в диапазоне действительных нагрузок от холостого хода до полностью открытого дросселя.

Таким образом эксперименты подтвердили закономерность сделанных допущений и практическую правильность сделанного вывода о прямолинейности связи между давлением в коллекторе и расходом смеси.

## 2. РАЗРЕЖЕНИЕ В КОЛЛЕКТОРЕ

Всякое изменение режима работы двигателя отражается на величине разрежения во всасывающем коллекторе. Выше была изложена связь расхода рабочей смеси с разрежением в коллекторе, причем было установлено, что при увеличении этого расхода давление в коллекторе возрастает, а разрежение, следовательно, падает.

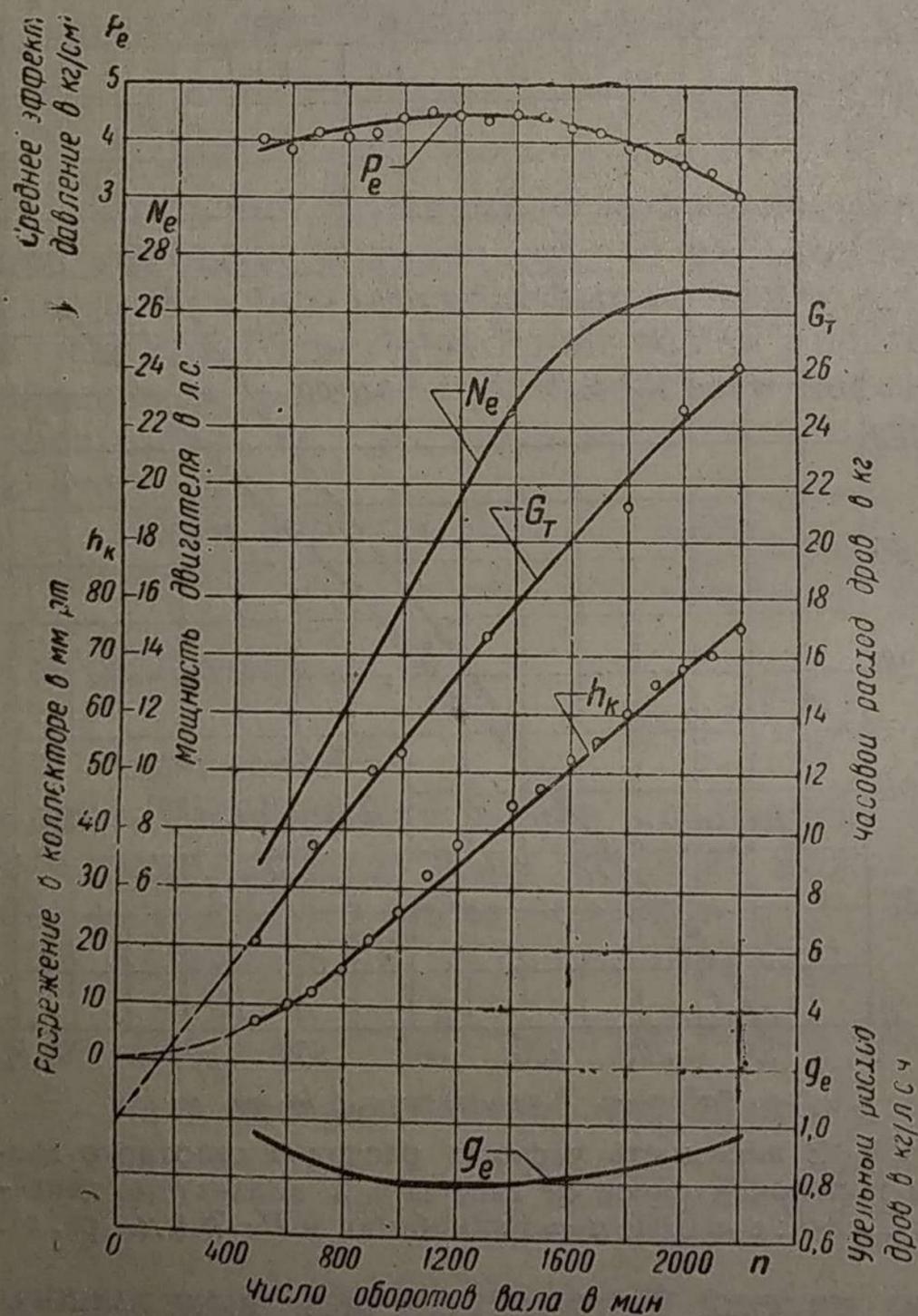
Аналогично этому разрежение в коллекторе должно возрастать и при повышении числа оборотов вала двигателя, когда последний работает при постоянном открытии дросселя. На фиг. 2 приведена внешняя характеристика двигателя ГАЗ-А, соответствующая этому изменению режима работы.

Из диаграммы видно, что разрежение возрастает прогрессивно до 800 об/мин., после чего возрастание становится постоянным. Такое изменение разрежения можно объяснить тем, что после определенного числа оборотов, зависящего от фаз газораспределения, наполнение двигателя уменьшается, приостанавливая этим прогрессивное возрастание разрежения.

На этой диаграмме, кроме того, показаны среднее эффективное давление, мощность двигателя, его часовой и удельный расходы топлива.

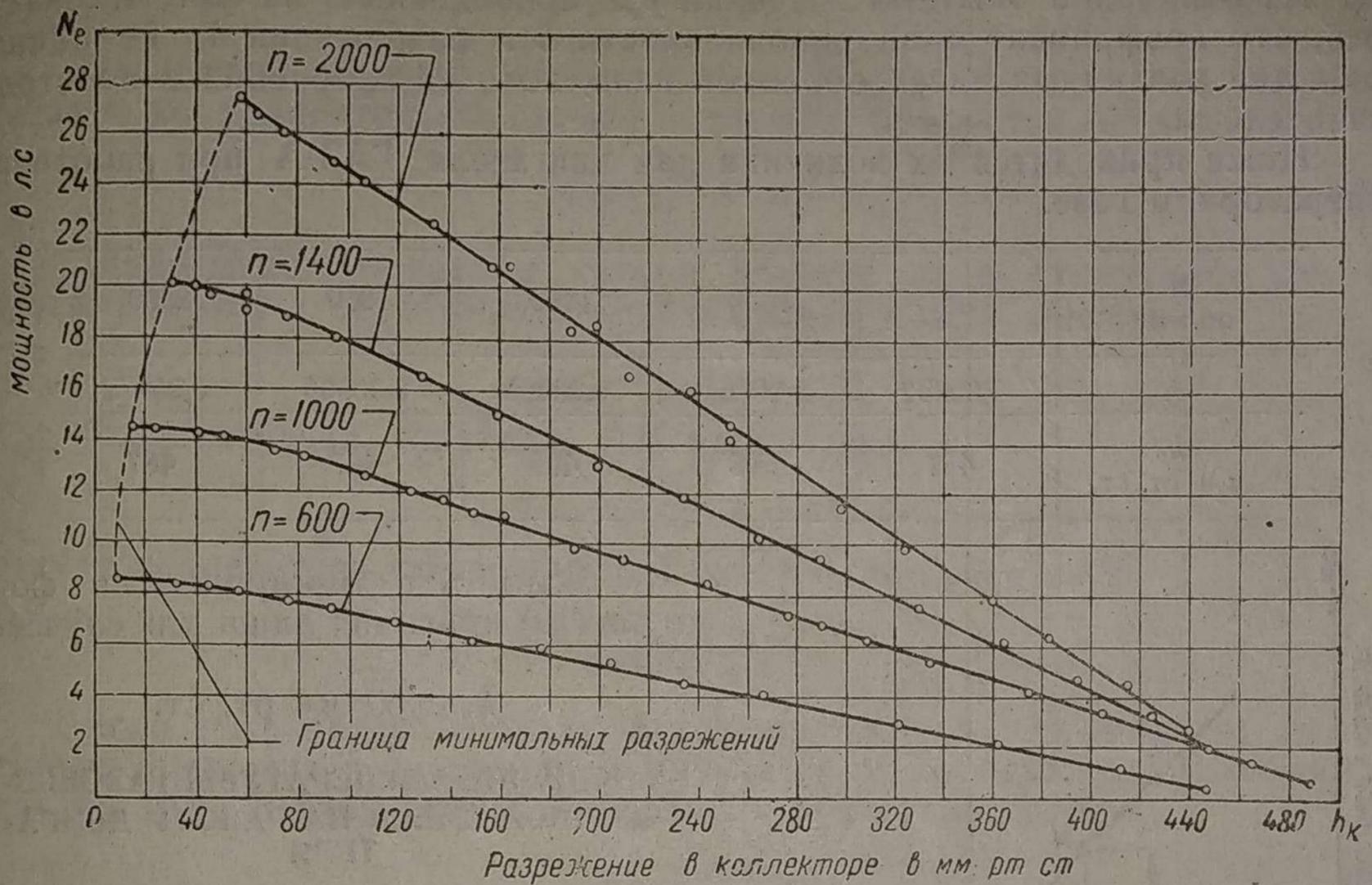
Если число оборотов вала оставлять неизменным, то при различной степени открытия дросселя смеси мощность двигателя оказывается строго связанной с разрежением в коллекторе.

Эта зависимость мощности от разрежения в коллекторе представлена на фиг. 3 для различного числа оборотов вала. Диаграмма показывает, что для всех чисел оборотов при увеличении разрежения выше 50 мм рт. ст. мощность равномерно снижается. Это снижение тем больше, чем выше обороты вала. Так, например, при  $n = 600$  каждым 10 мм рт. ст. разрежения соответствует уменьшение мощности



Фиг. 2. Внешняя характеристика двигателя ГАЗ-А на газе (степень сжатия 6,61). Камера генератора  $\varnothing 200$  мм, 8 фурм  $\varnothing 8$  мм.

на 0,197 л. с., а при  $n = 2000$  — на 0,65 л. с. Отступление от этой закономерности получается только при разрежениях ниже 60 мм рт. ст. Здесь



Фиг. 3. Зависимость мощности двигателя ГАЗ-А от разрежения в коллекторе.

снижение  $h_k$  сопровождается значительно меньшим приростом мощности. На диаграмме проведена граница минимальных разрежений для различного числа оборотов.

На основе этих опытных данных фиг. 4 изображает весьма интересную зависимость среднего эффективного давления от разрежения в коллекторе. Для каждого определенного числа оборотов значения  $p_e$  ложатся на прямую, пересекающую ось  $h_k$  под углом  $\alpha$ .

Не трудно заключить, что при  $p_e = 0$  (см. фиг. 5), когда двигатель работает вхолостую,  $h_k$  принимает какое-то значение  $h_0$ , соответствующее разрежению в коллекторе при холостом ходе. Поэтому для любой точки  $N$  опытной прямой

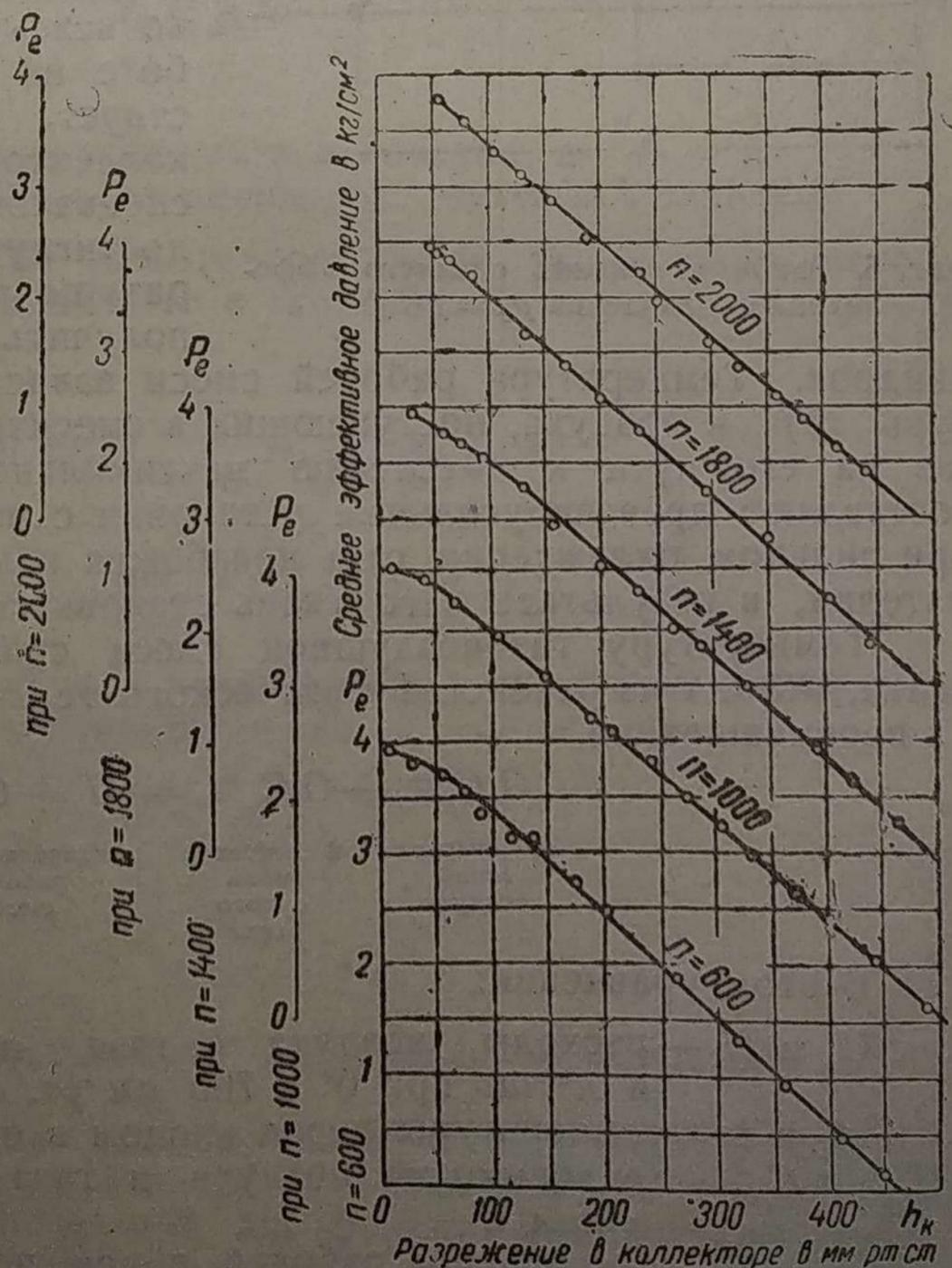
$$p_e = f(h_k)$$

существует равенство

$$\frac{p_e}{h_0 - h_k} = \text{tg } \alpha = \text{const} = k,$$

откуда среднее эффективное давление при разрежении в коллекторе, равном  $h_k$ , будет

$$p_e = k (h_0 - h_k) \text{ кг/см}^2, \quad (10)$$



Фиг. 4. Зависимость среднего эффективного давления от разрежения в коллекторе двигателя ГАЗ-А.

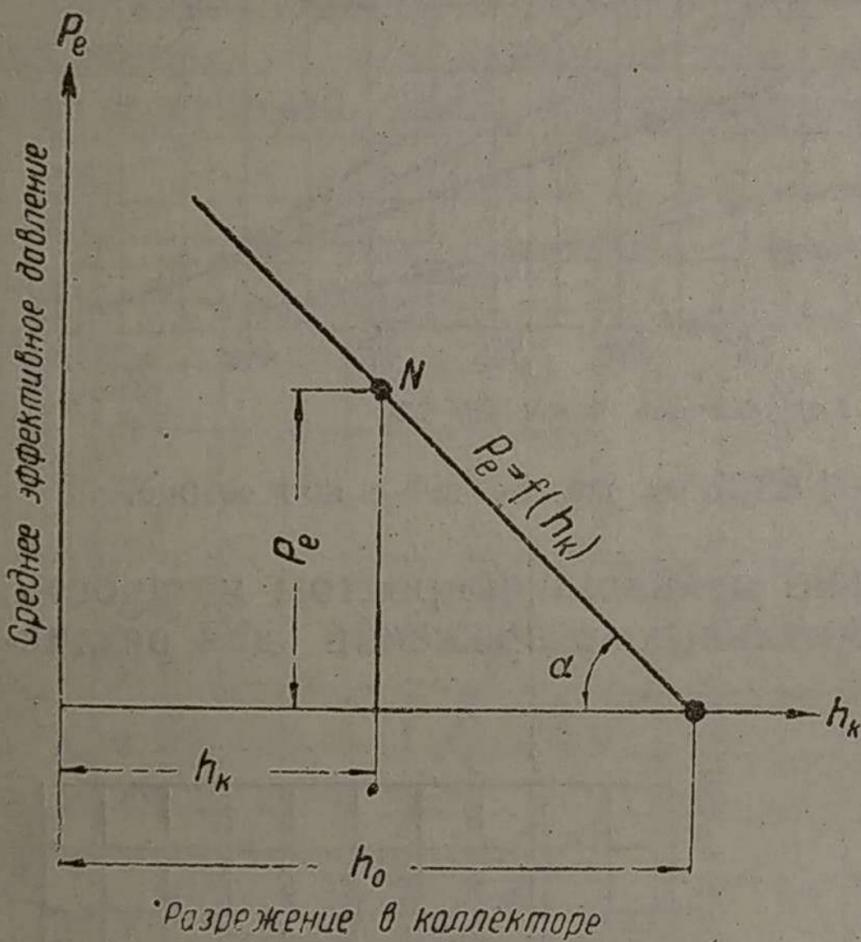
где  $k$  — коэффициент пропорциональности, а

$h_0$  — разрежение в коллекторе при работе двигателя вхолостую.

На основании опытных значений  $p_e$ , приведенных на фиг. 4, оказалось, что коэффициент пропорциональности  $k$  и разрежения  $h_0$  не одинаковы для различных чисел оборотов вала, хотя их изменения и не столь значительны.

Ниже приводится их величина для двигателя ГАЗ-А при работе на генераторном газе.

$n$ об/мин	600	1000	1400	1800	2000
$k$	0,00932	0,00867	0,00905	0,00905	0,00872
$h_0$ мм рт. ст.	467	508	495	487	487



Ясно, что эмпирическая формула (10) пригодна лишь для случаев, когда

$$h_k > 60 \text{ мм рт. ст.}$$

### 3. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Если в карбюраторных двигателях температура рабочей смеси в коллекторе не должна быть ниже определенного предела по соображениям конденсации паров жидкого топлива во всасывающей трубе, то при работе на газе это требование отсутствует. В этом случае всасывающие коллекторы выполняют обычно без специального подогрева, стремясь достигнуть наиболее низкой температуры газовой смеси, чтобы получить хорошее наполнение цилиндров.

Температура рабочей смеси зависит, кроме того, от температуры газа и воздуха, поступающих в смеситель. Поэтому генераторный газ на его пути к смесителю максимально охлаждают. Исключение составляют древесноугольные установки с матерчатыми фильтрами, где при сильном охлаждении газа неизбежна конденсация водяных паров на материи, в результате чего ткань становится газонепроницаемой.

Температуру газовой смеси сразу после смешения можно найти, исходя из равенства физического тепла газа и воздуха до и после их перемешивания.

$$G_1 C_p' t_1 + G_2 C_p'' t_2 = (G_1 + G_2) C_p t_{см}$$

физическое  
тепло  
воздуха

физическое  
тепло  
сухого  
газа

физическое тепло  
рабочей  
смеси

В этом уравнении:

$G_1$  и  $G_2$  — расходы воздуха и газа, поступающих в смеситель, в  $\text{м}^3/\text{час}$  при  $0^\circ$  и  $760 \text{ мм рт. ст.}$ ,

$t_1$  и  $t_2$  — температуры перед входом в смеситель в градусах,

$C_p'$  и  $C_p''$  — теплоемкости воздуха и газа при постоянном давлении в  $\text{кал}/\text{м}^3$ ,

$t_{см}$  — температура рабочей смеси после смешения газа с воздухом в градусах,

$C_p$  — ее теплоемкость в  $\text{кал}/\text{м}^3$ .

Разделив обе части этого уравнения на  $G_2$ , получаем

$$\frac{G_B}{G_2} C_p' t_B + C_p'' t_2 = \left( \frac{G_B}{G_2} + 1 \right) C_p t_{см}. \quad (11)$$

Отношение объемов воздуха и газа, поступающих в смеситель, мы назовем коэффициентом объемного смешения, обозначив его  $\varphi_0$

$$\varphi_0 = \frac{G_B}{G_2} \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (12)$$

Теплоемкости одного  $\text{м}^3$  газа и воздуха мало отличаются друг от друга; поэтому с достаточным приближением можно считать

$$C_p' = C_p'' = C_p.$$

Следовательно, уравнение (11) примет вид

$$\varphi_0 t_B + t_2 = (\varphi_0 + 1) t_{см},$$

откуда температура газовой смеси будет равняться

$$t_{см} = \frac{\varphi_0 t_B + t_2}{\varphi_0 + 1}. \quad (13)$$

Если температура воздуха будет постоянной и коэффициент  $\varphi_0$  объемного смешения останется неизменным, то  $t_{см}$  зависит только от температуры газа. В этом случае мы получим уравнение прямой:

$$t_{см} = \frac{A + t_2}{B}, \quad (14)$$

где  $A$  и  $B$  постоянны.

Коэффициент объемного смешения, входящий в уравнение (13), равен

$$\varphi_0 = \frac{\gamma_2}{\gamma_B} \varphi, \quad (15)$$

где

$\gamma_2$  и  $\gamma_B$  — удельные веса сухого газа и воздуха, а  $\varphi$  — коэффициент весового смешения.

Согласно нашим опытам для генераторного газа, полученного из дров, при оптимальной мощности  $\varphi$  колеблется в пределах от 1,4 до 1,6.

Принимая в среднем

$$\gamma_2 = 1,16 \text{ кг/м}^3, \quad \gamma_B = 1,29 \text{ кг/м}^3,$$

и  $\varphi = 1,5$ , получаем, что

$$\varphi_0 = \frac{1,16}{1,29} \cdot 1,5 = 1,35.$$

Если температура воздуха, поступающего в смеситель, равна  $26^\circ$ , то уравнение (13) принимает частное значение

$$t_{см} = \frac{1,35 \cdot 26 + t_2}{1,35 + 1}$$

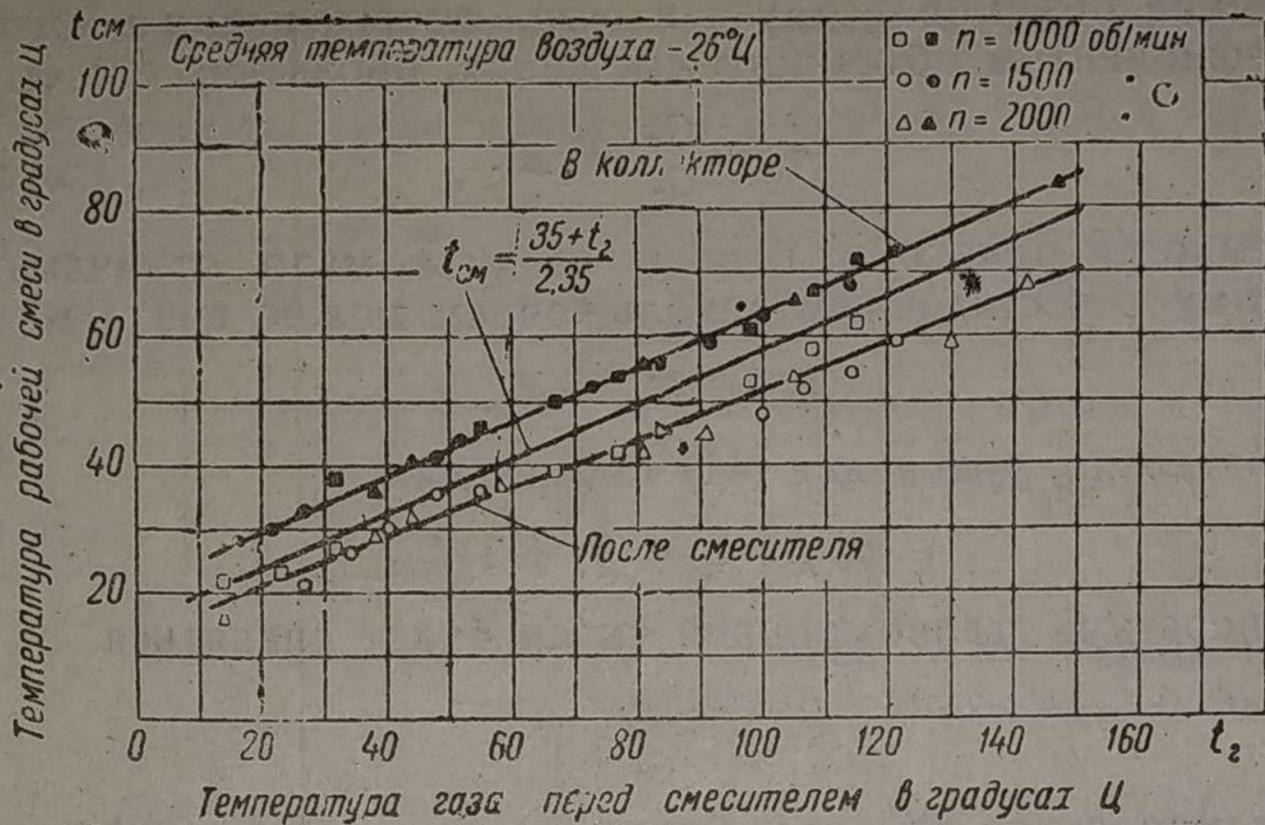
или

$$t_{см} = \frac{35 + t_2}{2,35} \text{ }^\circ\text{C}.$$

Прямая, удовлетворяющая этой теоретической зависимости, показана на фиг. 6.

Опыт постепенного повышения температуры газа был проделан нами на двигателе ГАЗ-А. Оказалось, что температура газовой смеси изменяется по закону прямой, как функция температуры газа. Скорость вращения вала двигателя в интервале от 1000 до 2000 об/мин не влияет на нагрев газовой смеси. Температура воздуха в этих опытах колебалась в пределах от  $24$  до  $29^\circ$ .

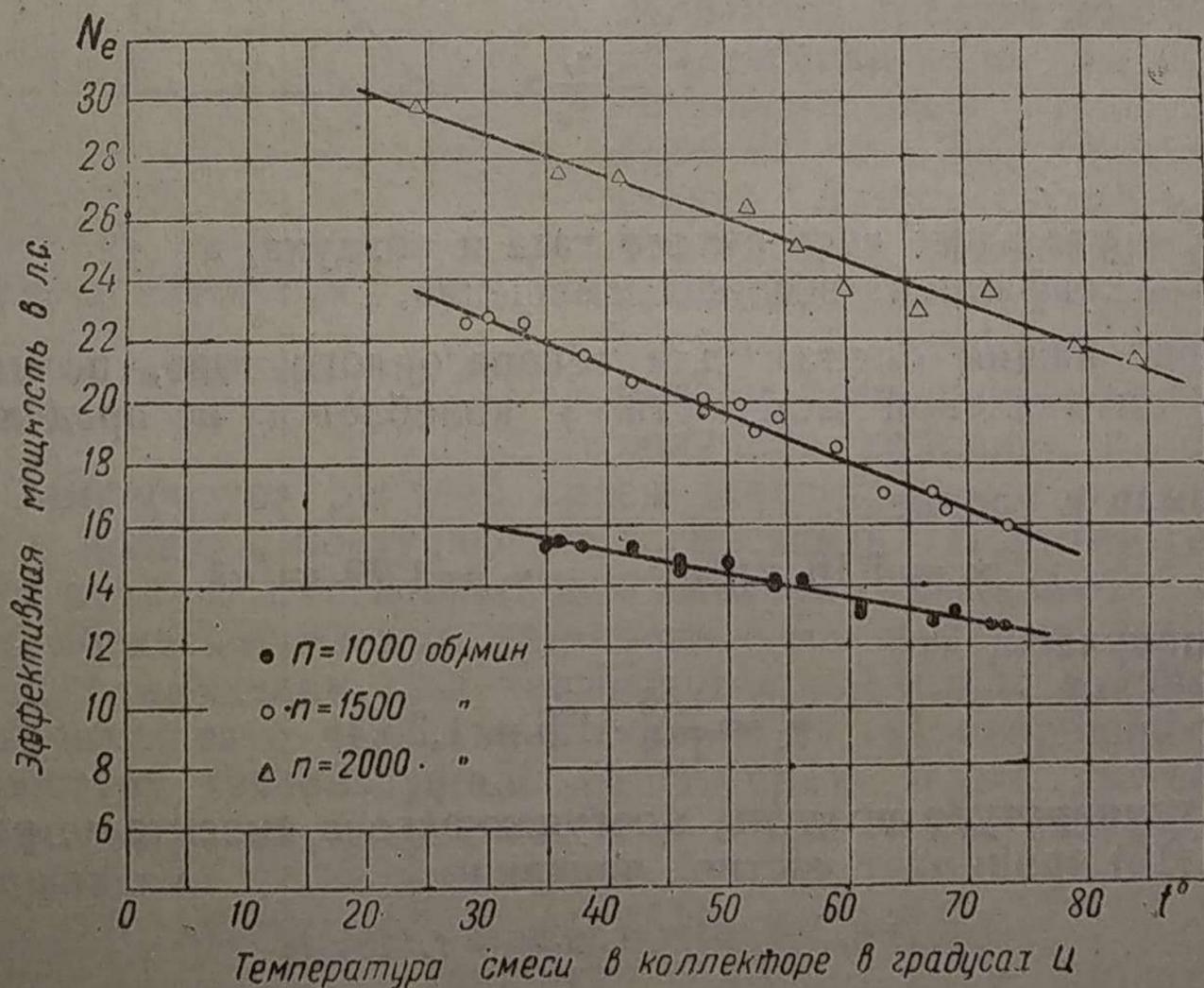
Из диаграммы видно, что действительная температура смеси после смесителя получилась несколько ниже теоретически рассчитанной, что можно объяснить ее охлаждением за счет отвода тепла через стенки



Фиг. 6. Зависимость температуры газовой смеси от температуры газа при полном открытии дросселя смеси.

смесителя и благодаря расходу тепла при испарении капель конденсата, содержащихся в газе во взвешенном состоянии.

Такое испарение конденсата при смешивании газа с воздухом может иметь место, поскольку воздух обычно не насыщен парами воды.



Фиг. 7. Зависимость эффективной мощности от температуры смеси во всасывающем коллекторе при полном открытии дросселя.

В этих опытах одновременно замерялась температура смеси во всасывающем коллекторе. Результаты замеров показали, что температура смеси, поступающей в цилиндры, также не зависит от числа оборотов вала в минуту. Температура смеси в коллекторе у входа в цилиндры повысилась за счет ее нагрева от стенок коллектора.

Опытные точки зависимости температуры смеси в коллекторе от температуры газа легли на прямую, проходящую эквидистантно по отношению к прямой, найденной теоретически (см. фиг. 6). Смещение вверх на всем участке составило  $6^{\circ}$ .

Поэтому температуру рабочей смеси, при входе в цилиндры двигателя ГАЗ-А можно находить из выражения

$$t_{см} = \frac{1,35 t_0 + t_2}{2,35} + 6 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (16)$$

При этом надо иметь в виду, что всасывающий коллектор лишен специального подогрева от выхлопа. Температура смеси для двигателей других типов не должна значительно отличаться, так как конструкция двигателя способна влиять только на степень подогрева смеси в коллекторе, роль которого в газовых двигателях второстепенна.

Как уже упоминалось, температура газовой смеси непосредственно влияет на наполнение цилиндров, которое обуславливает мощность, развиваемую двигателем. На фиг. 7 приведена опытная зависимость эффективной мощности от температуры смеси, замеренной в коллекторе двигателя при различной скорости вращения вала. Опыт был поставлен в широком диапазоне изменения  $t_{см}$  от 24 до 84°, что с избытком охватывает случаи, возможные в нормальной эксплуатации.

Как видно из диаграммы, по мере повышения температуры смеси происходит падение мощности, которое следует закону прямой для всех чисел оборотов.

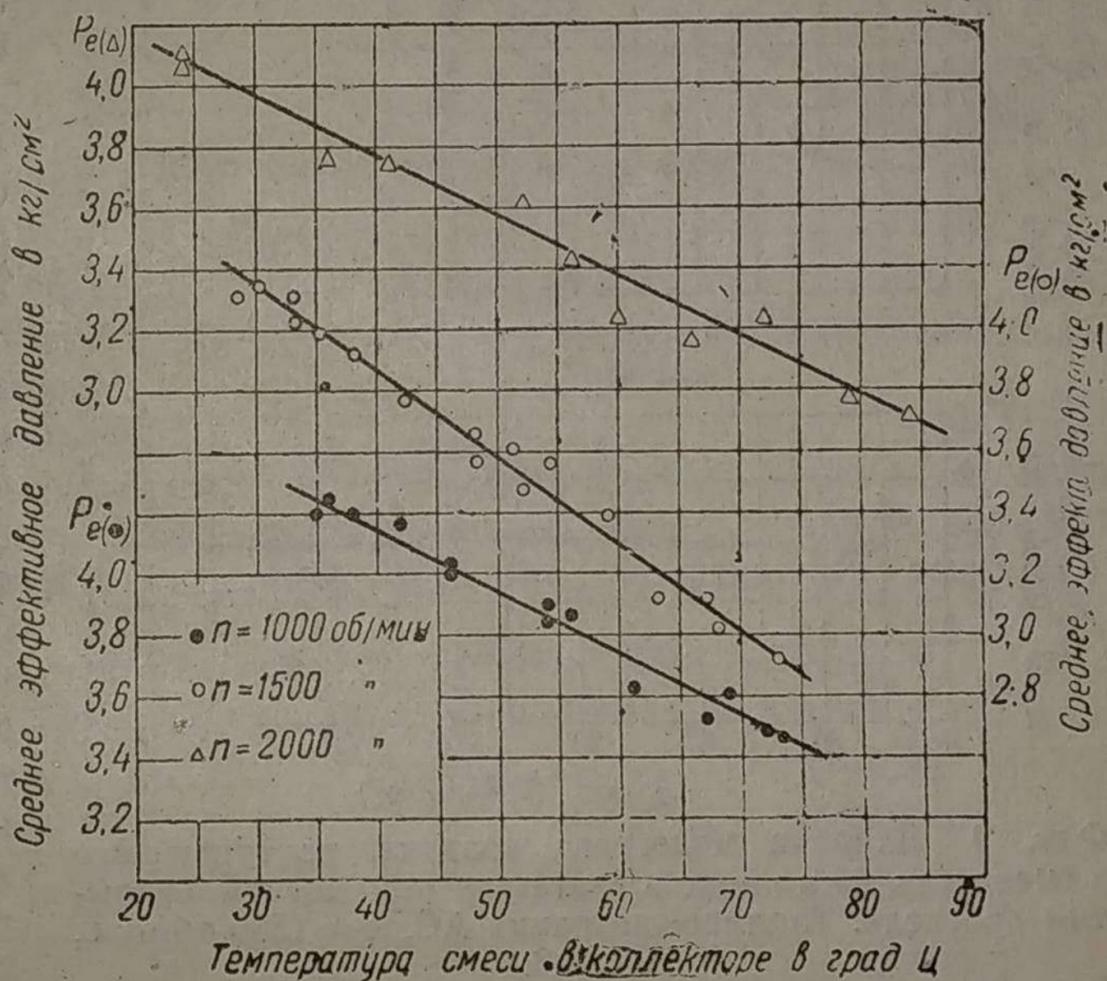
На полном дросселе при 2000 об/мин каждые десять градусов повышения температуры смеси вызывают уменьшение мощности на 1,4 л. с. или на 4,7% от ее максимального значения. При 1000 об/мин это падение меньше и составляет 0,8 л. с. Таким образом, при конструировании газогенераторных установок вопросу достаточного охлаждения газа следует уделять должное внимание.

Зависимость среднего эффективного давления от температуры рабочей смеси представлена на фиг. 8, откуда видно, что падение этого давления неодинаково для различных оборотов вала. Наибольшее падение наблюдалось при 1500 об/мин., а меньшее при 1000 и 2000 об/мин.

Вернувшись к температуре рабочей смеси, замечаем, что воздух, поступающий в смеситель, согласно формуле (16) влияет на температуру смеси в большей степени нежели газ, поскольку первого по объему расходуется больше. Поэтому, чтобы достигнуть наибольшей мощности, необходимо в смеситель подводить воздух холодным. Однако этого правила не всегда придерживаются. Часто можно встретить устройства, в которых воздух засасывается смесителем под капотом двигателя, где имеется сравнительно высокая температура порядка 40—50°.

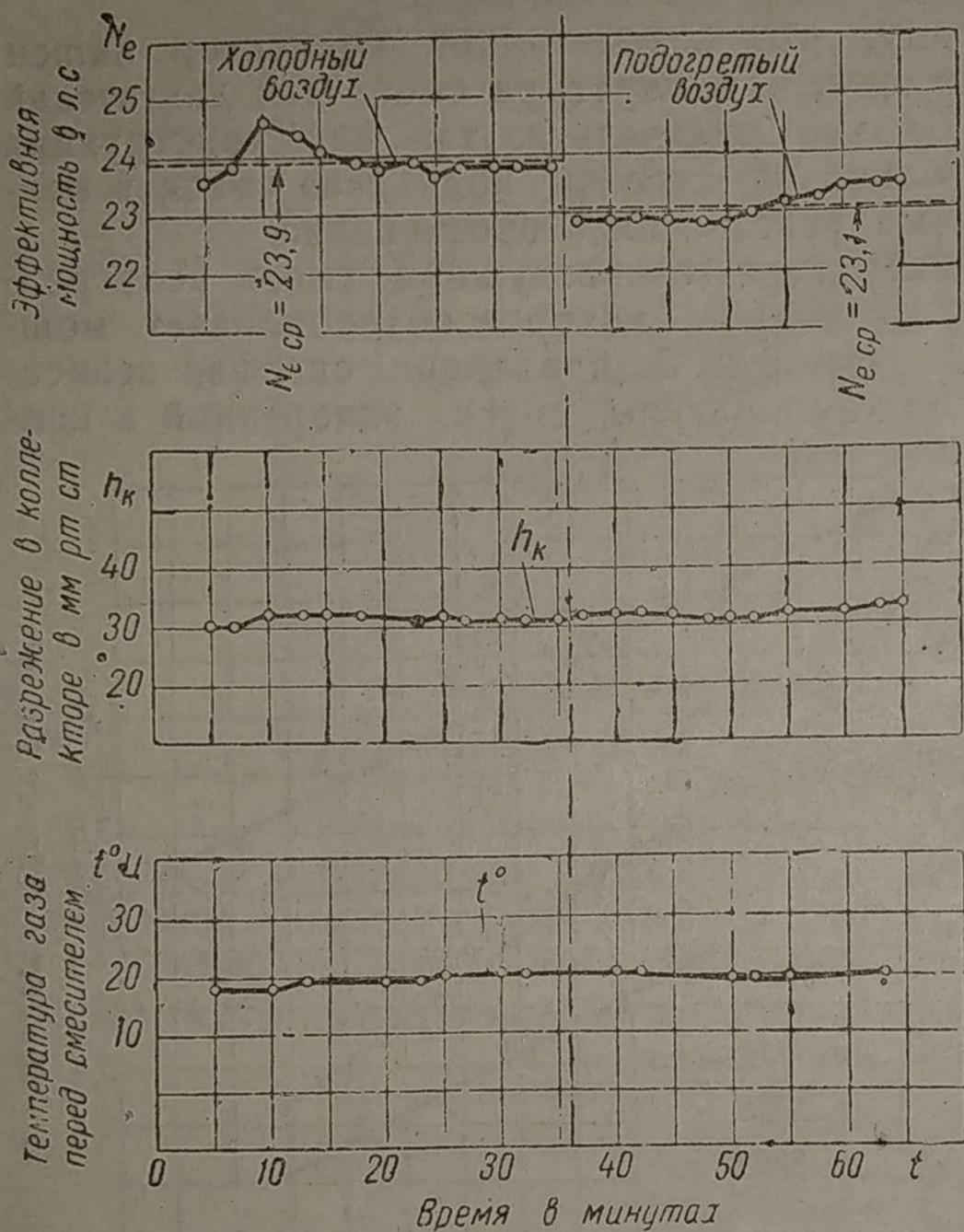
Было бы рациональным удлинить воздушный патрубок смесителя с тем, чтобы конец его вывести из-под капота или перед радиатором машины. Это незначительное конструктивное изменение позволит подводить к смесителю воздух, имеющий температуру окружающей среды.

Смеситель двигателя ГАЗ-А обращен воздушным патрубком к выхлопной трубе и поэтому воздух, поступающий в двигатель, установленный на стенде, имеет высокую температуру.



Фиг. 8. Зависимость эффективного давления от температуры смеси во всасывающем коллекторе при полном открытии дросселя.

В лаборатории при работе на антраците был поставлен опыт, при котором воздух мог засасываться через приставную трубу из места, несколько удаленного от раскаленной выхлопной трубы. Результаты двух таких сравнительных испытаний, проведенных друг за другом, представлены графически на фиг. 9.



Фиг. 9. Влияние подогрева воздуха, поступающего в смеситель, на мощность двигателя при полном открытии дросселя. Топливо: антрацит АС,  $n = 1500$  об/мин.,  $\epsilon = 6,3$ .

Оказалось, что вначале, когда двигатель засасывал холодный воздух, мощность в среднем равнялась 23,9 л. с. После перехода на подогретый воздух мощность резко упала до 23,1 л. с. Таким образом прирост мощности при холодном воздухе составил 0,8 л. с. или 3,5%.

Двигатели, работающие на генераторном газе, со степенью сжатия, порядка 6—8 единиц, как правило, выгодно отличаются от карбюраторных мягкостью работы на газе. Никаких признаков детонации в этом случае обычно не наблюдается. Опыты с повышением температуры рабочей смеси установили, что сгорание в двигателе, имеющем степень сжатия 6,6 при 2000 об/мин, происходит с детонацией, когда температура смеси превышает 75—80°.

#### 4. ОБРАЗОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ И ВЛИЯНИЕ ЕЕ КАЧЕСТВА НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

##### Приготовление рабочей смеси

Газовый двигатель работает на смеси генераторного газа с воздухом, которая готовится в специальном устройстве, носящем название смесителя.

Смеситель является элементом двигателя, позволяющим регулировать качество и количество смеси, поступающей в цилиндры. Рабочую смесь можно готовить в самых примитивных смесителях. На фиг. 10 изображена схема обыкновенного тройника, снабженного двумя дроссельными заслонками, из которых одна, стоящая на входе воздуха, служит для качественного регулирования смеси, а другая, расположенная на выходе, для регулирования количественного.

Воздушный дроссель связан с манеткой управления. Его наиболее выгодное положение подбирается во время работы двигателя наощупь по субъективной оценке водителя автомобиля или трактора.

Несмотря на то что такой способ регулирования затрудняет управление и не лишен погрешностей, до сих пор в эксплуатации отсутствуют более совершенные конструкции. Трудность создания автоматически действующего смесителя объясняется непостоянством сопротивления газогенератора и всей установки в целом и крайней неустойчивостью химического состава газа.

В НАТИ испытывались смесители самых разнообразных конструкций. Некоторые из них имели специальные приспособления, завихриваю-

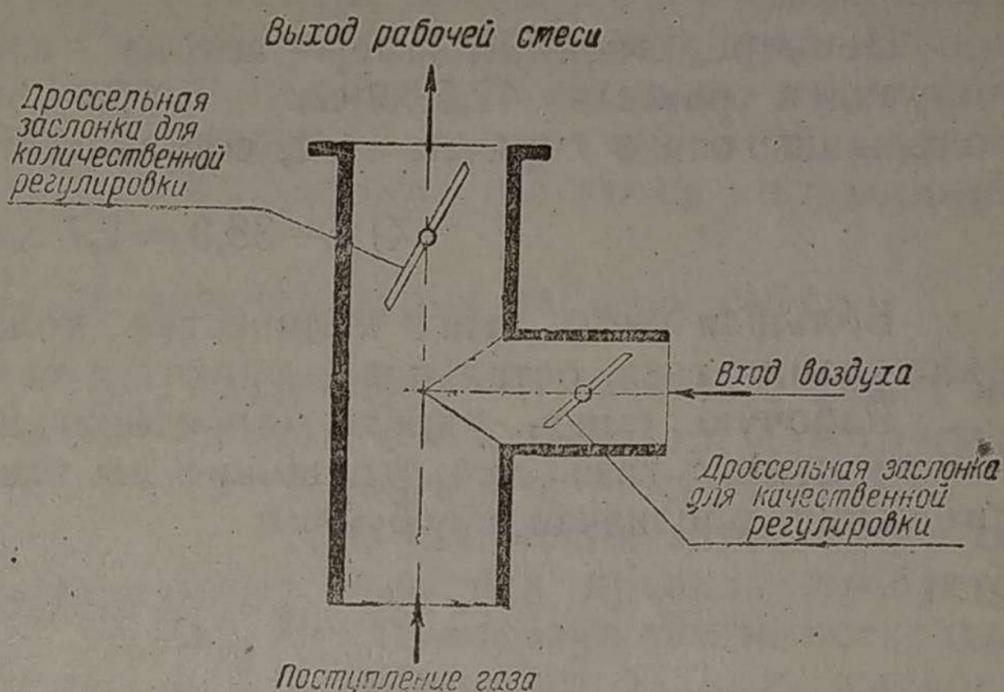
щие поток газа; другие, наоборот, отличались простыми формами. Наконец, был проведен опыт с искусственным перемешиванием рабочей смеси в сетчатом фильтре.

Опыты показали, что на мощность двигателя влияет только сопротивление, создаваемое смесителем. Различные типы конструкций при одинаковых сопротивлениях оказались равноценными в смысле мощности, развиваемой двигателем.

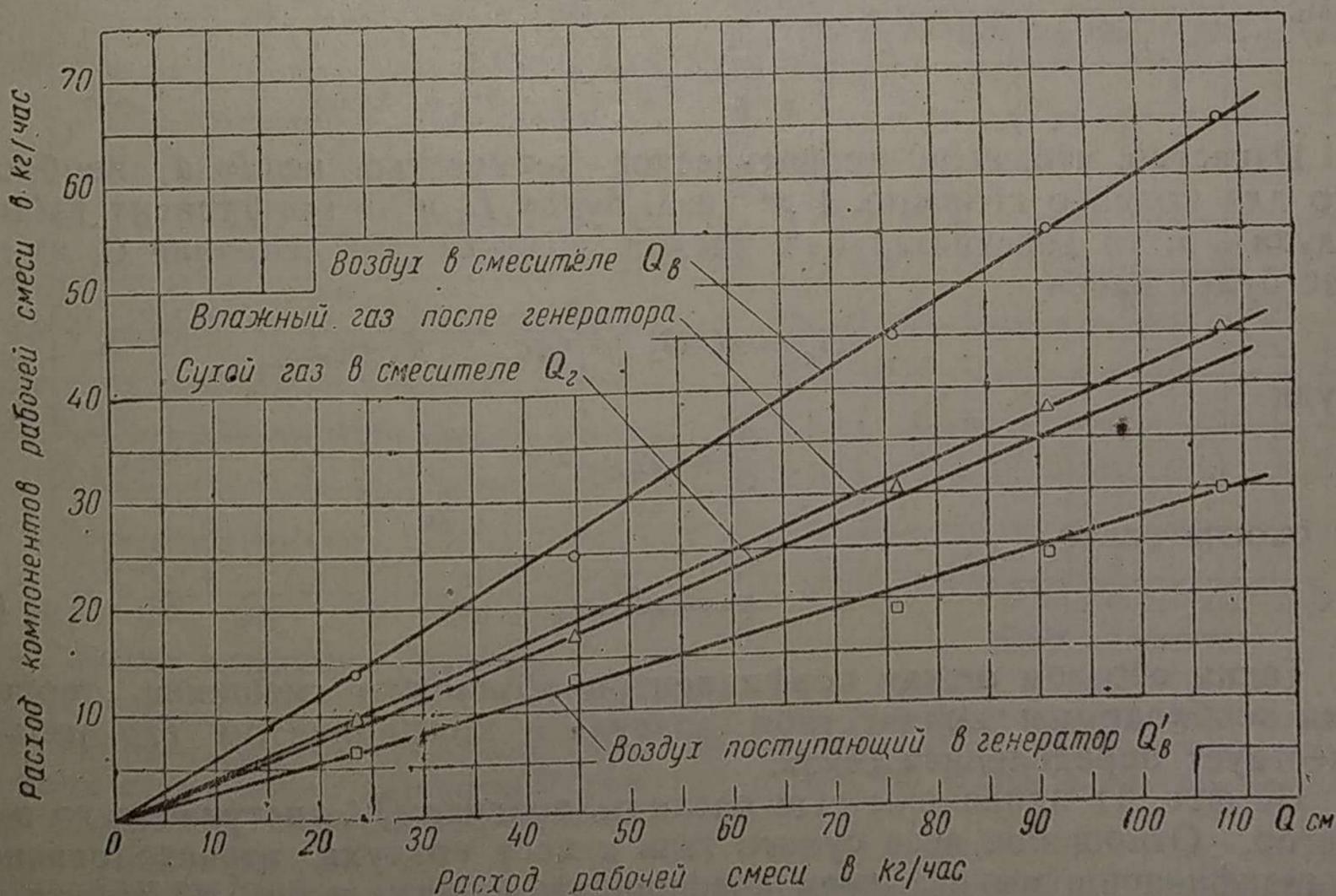
Отсюда следует, что перемешивание газа с воздухом происходит достаточно совершенно даже в простом тройнике. Таким образом отпадает необходимость усложнять конструкцию смесителя с целью получить лучшее проникновение воздуха в газ.

### Коэффициент весового смешения

Если скорость вращения вала двигателя сохранять постоянной, уменьшая расход рабочей смеси дросселированием в смесителе, то мощность двигателя будет падать вплоть до нуля. В соответствии с этим происходит уменьшение расходов газа и воздуха поступающего в генератор и в смеситель. На фиг. 11 показан такой слу-



Фиг. 10. Схема упрощенного смесителя типа "Тройник".



Фиг. 11. Зависимость компонентов рабочей смеси от ее расхода. Экспериментальный генератор с камерой  $\varnothing 230$  мм и высотой реакционного слоя в 305 мм,  $n = 1500$  об/мин.

чай количественного регулирования при смесителе, имеющем форму обычного тройника, и подборе положения дросселя воздуха из условия оптимального качества смеси.

В зависимости от весового расхода рабочей смеси тут показаны изменения весовых расходов влажного газа, выходящего из генератора, воздуха, израсходованного при газификации, и воздуха, потребного для сгорания в двигателе.

Из диаграммы видно, что при расходе рабочей смеси  $Q_{см} = 100 \text{ кг/час}$  расход воздуха, поступающего в смеситель, составляет  $Q_v = 60 \text{ кг/час}$ . Следовательно, расход влажного газа должен равняться  $40 \text{ кг/час}$ . Расход же сухого газа, учитывая его насыщение водяным паром перед смесителем, равен

$$Q_2 = 38,8 \text{ кг/час.}$$

Непосредственный замер расхода газа, выходящего из генератора, получился равным  $41,5 \text{ кг/час}$ . Таким образом, расход водяного пара, содержащегося в горячем газе, составляет

$$41,5 - 38,8 = 2,7 \text{ кг/час.}$$

Большая часть этого количества конденсируется в очистителях при охлаждении газа; остальная — уносится газом в двигатель.

Рабочую смесь удобно характеризовать отношением веса воздуха к весу сухого газа. Это отношение мы называем коэффициентом весового смешения, обозначая его буквой

$$\varphi = \frac{Q_v}{Q_2} \text{ кг/кг.} \quad (17)$$

Выше [уравнение (12)] было сказано, что отношение в рабочей смеси объема воздуха к объему газа называется коэффициентом объемного смешения  $\varphi_0$

$$\varphi_0 = \frac{G_v}{G_2} \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

причем между коэффициентом объемного и весового смешения существует связь:

$$\varphi_0 = \frac{\gamma_2}{\gamma_v} \varphi.$$

Известно, что, если теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания  $1 \text{ м}^3$  газа, будет  $L_0 \text{ м}^3$ , а коэффициент избытка воздуха —  $\alpha$ , то действительный расход воздуха для сгорания  $G_2 \text{ м}^3$  газа в час будет равен

$$G_v = \alpha L_0 G_2 \text{ м}^3/\text{час},$$

откуда

$$\frac{G_v}{G_2} = \alpha L_0$$

или окончательно

$$\varphi_0 = \alpha L_0. \quad (18)$$

Таким образом между коэффициентом объемного смешения, теоретически необходимым количеством воздуха и коэффициентом его избытка существует определенная связь.

На фиг. 11 приведены еще расходы воздуха  $Q_v'$ , поступающего в генератор. Отношение веса сухого газа к весу воздуха, израсходованного при газификации, мы называем коэффициентом утяжеления, обозначая его буквой  $\mu$ .

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_v'} \text{ кг/кг.} \quad (18')$$

В этом случае коэффициент увеличения объема при газификации будет

$$\mu_0 = \frac{\gamma_v}{\gamma_2} \mu \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (19)$$

или

$$\mu_0 = \frac{G_2}{G_v'} \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (20)$$

Не трудно заключить, что согласно закону Авогадро  $\mu_0$  является коэффициентом молекулярного изменения при газификации; приближенно

$$\mu_0 \cong \frac{80}{N_2}, \quad (21)$$

где  $N_2$  представляет процентное содержание азота в газе по объему.

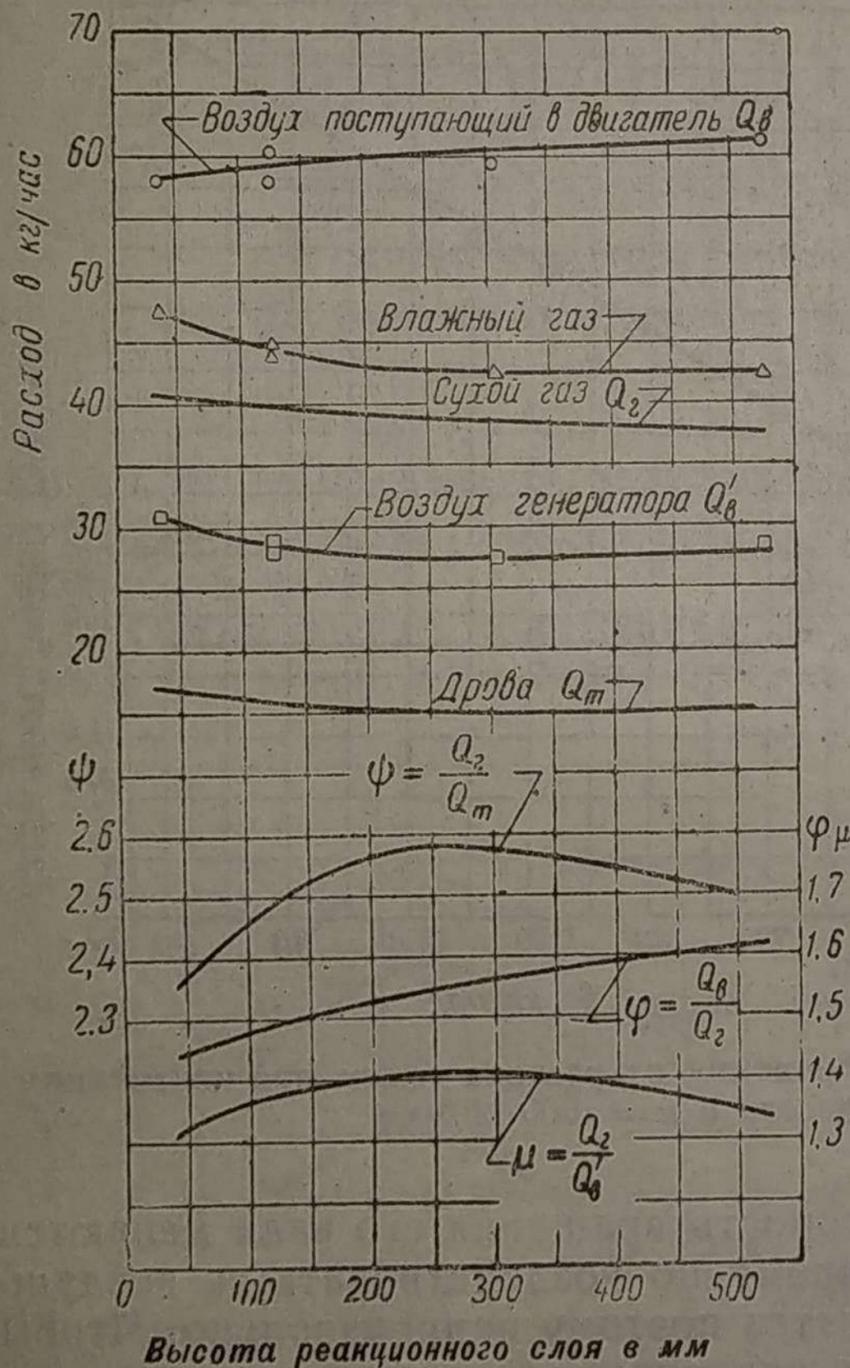
Точки опытных замеров, представленные на фиг. 11, в большинстве случаев ложатся на прямые, проходящие через начало координат. Отсюда следует, что, при различном дросселировании двигателя, но постоянной скорости вращения его вала, все соотношения между компонентами рабочей смеси, при условии оптимальной мощности, остаются постоянными.

### Влияние качества газа на регулирование рабочей смеси

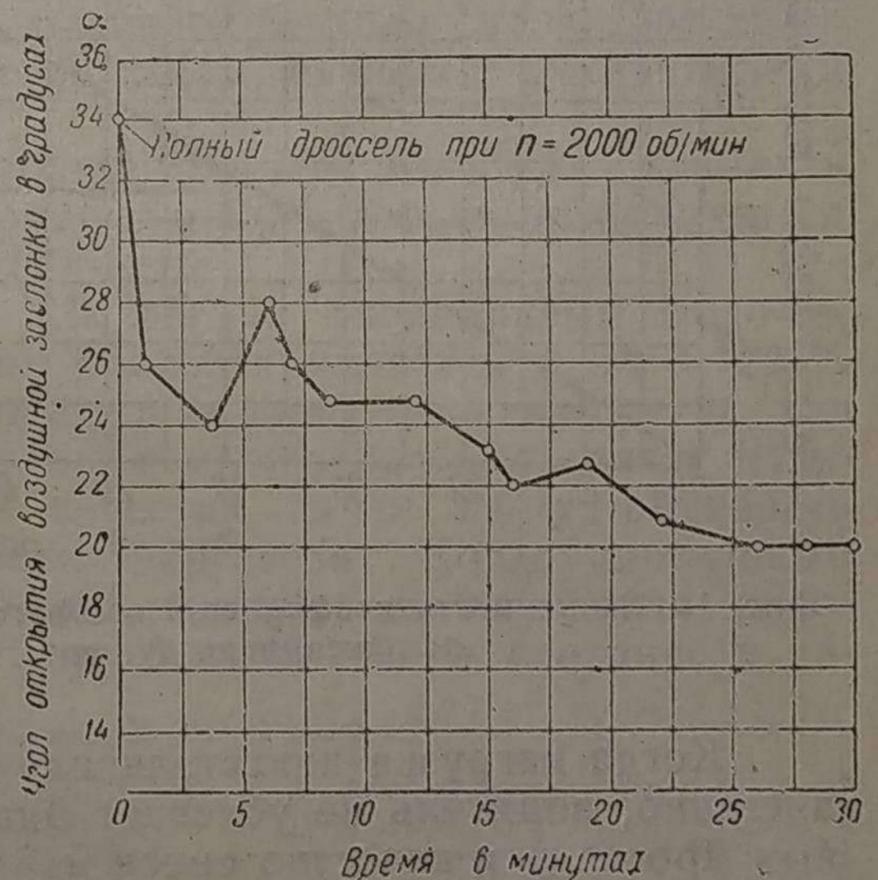
Химический состав газа, характеризующий его качество, может изменяться в зависимости от сорта топлива, его влажности, конструкции газогенератора и режима работы.

При изменении химического состава газа, как правило, требуется другая регулировка смеси, поскольку при этом меняются  $L_0$  и, следовательно, требуется другой коэффициент весового смешения  $\varphi$ .

На фиг. 12 приведены опытные данные испытания эксперименталь-



Фиг. 12. Зависимость часовых расходов газа, воздуха и топлива от высоты реакционного слоя в камере диаметром 200 мм при  $n = 1500$  об/мин и полной нагрузке.



Фиг. 13. Изменение регулировки воздуха при длительной работе на холостом ходе при  $n = 600$ , об/мин. Смеситель Г-14.

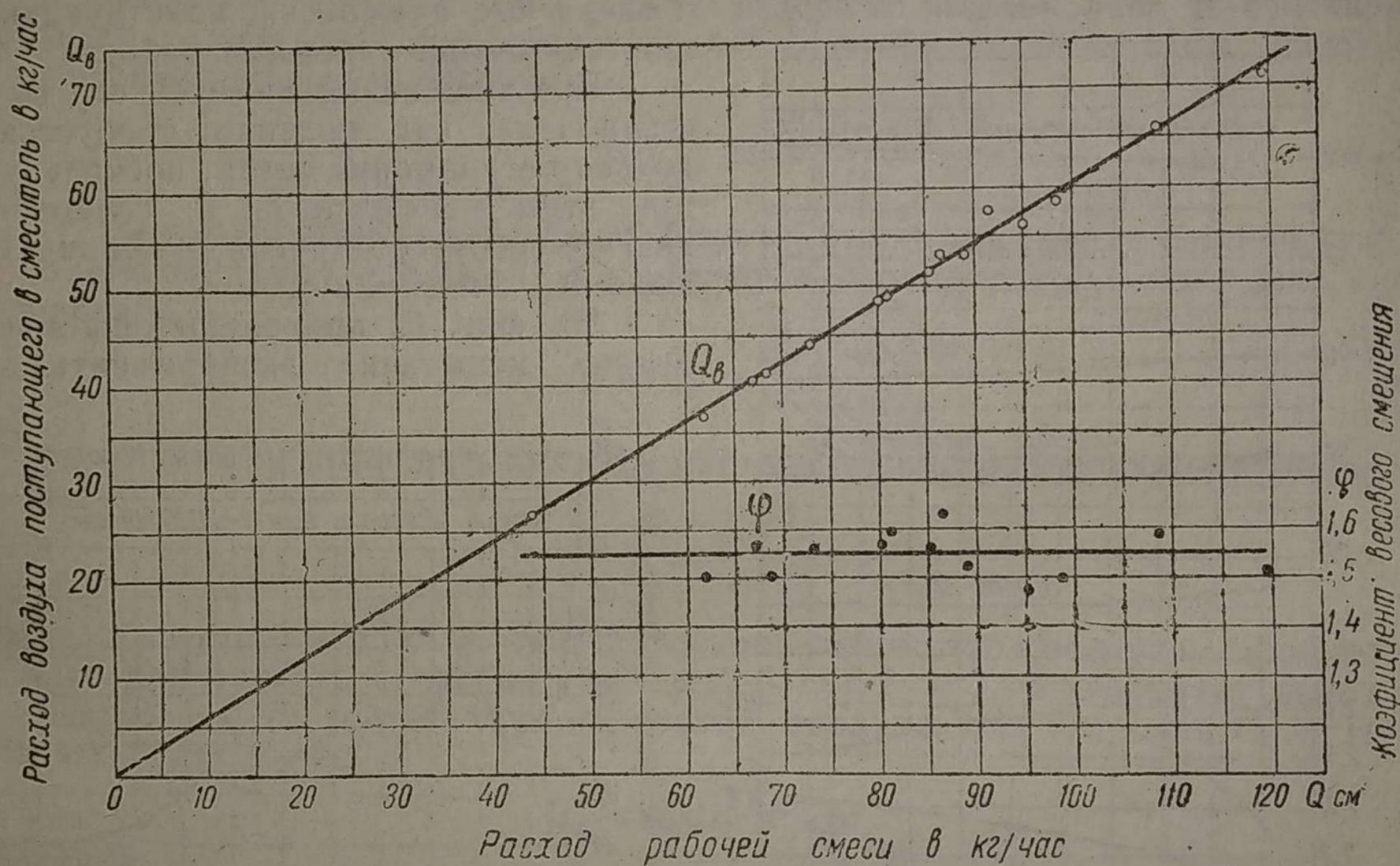
ного газогенератора, в котором менялись высота реакционного слоя топлива посредством перемещения колосниковой решетки. Из диаграммы видно, что по мере приближения решетки к фурмам, при котором качество газа ухудшалось, воздуха, необходимого для сгорания газа в двигателе, требовалось меньше. По этой причине приходилось прикрывать воздушный дроссель смесителя. Таким образом, в зависимости от качества газа коэффициент весового смешения  $\varphi$ , соответствующий наибольшей мощности двигателя, способен изменяться в пределах от 1,45 до 1,62.

Длительная работа двигателя вхолостую на малых оборотах после форсированного режима газогенератора всегда сопровождается постепенным падением температур в реакционном слое топлива и в связи с этим ухудшением качества газа. В этом случае с течением времени смесь

обедняется, в силу чего приходится прикрывать воздушный дроссель смесителя. На фиг. 13 показано изменение угла открытия воздушного дросселя в зависимости от времени работы двигателя вхолостую при 600 об/мин. Вначале двигатель работал под полной нагрузкой при  $n = 2000$  об/мин, причем угол открытия заслонки равнялся  $34^\circ$ . Через тридцать минут заслонку пришлось прикрыть до  $20^\circ$ .

### Регулирование качества смеси при постоянной скорости вращения вала двигателя

Воздушный дроссель смесителя обычно устанавливается в наивыгоднейшее положение во время движения автомобиля с постоянной скоростью и при полном открытии дросселя смеси. Такое условие движения наилучшим образом позволяет определить оптимум качественной регулировки смеси.



Фиг. 14. Зависимость коэффициента весового смешения от расхода смеси при неизменном положении воздушного дросселя и  $n = 1000$  об/мин.

Когда нагрузка двигателя или скорость вращения его вала меняются внезапно, водитель не успевает одновременно воздействовать на воздушный дроссель и качество смеси изменяется поэтому произвольно. Чтобы выявить характер этого изменения в условиях переменного режима работы двигателя, нами были проведены специальные испытания, при которых положение воздушного дросселя оставалось неизменным.

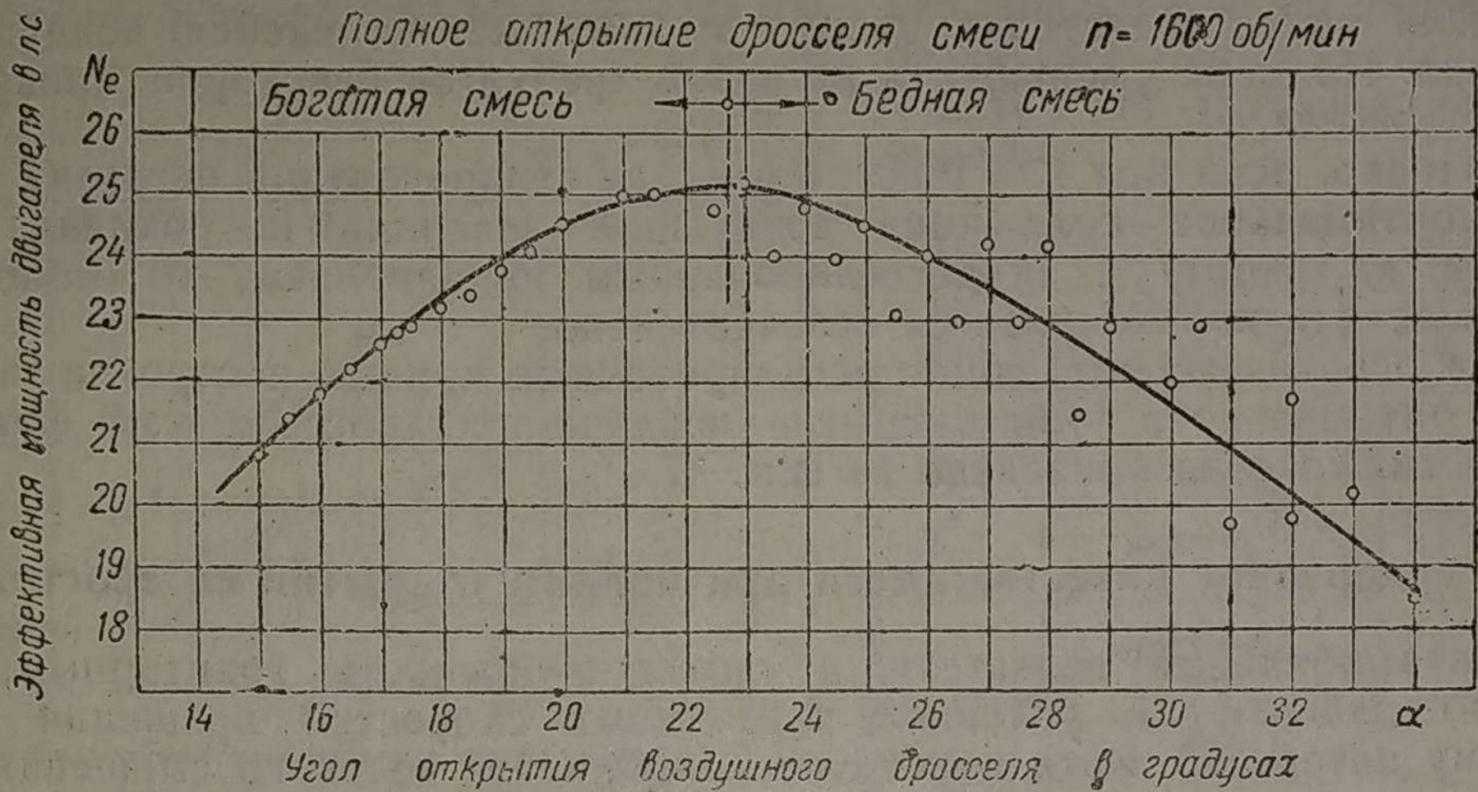
На фиг. 14 дана зависимость весового расхода воздуха от расхода рабочей смеси при постоянном числе оборотов вала, равном 1500 в минуту. Количество смеси, поступавшей в двигатель, регулировалось дросселированием. Большинство опытных точек расхода воздуха легли на прямую, идущую в начало координат. Отсюда коэффициент весового смешения можно считать постоянным при различном дросселировании двигателя.

Выше, на фиг. 11, приводились данные по дросселированию двигателя  $n = \text{const}$ , согласно которым величина наивыгоднейшего коэффициента весового смешения также сохранялась постоянной. Таким образом сопоставление этих опытов приводит к выводу, что при различном дросселировании двигателя, но постоянной скорости вращения его вала, положение воздушного дросселя смесителя не должно изменяться.

Непосредственное исследование оптимального положения воздушного дросселя показало, что при дросселировании двигателя ГАЗ-А все

же требуется некоторое прикрытие воздушной заслонки. Степень этого прикрытия возрастает для низких оборотов.

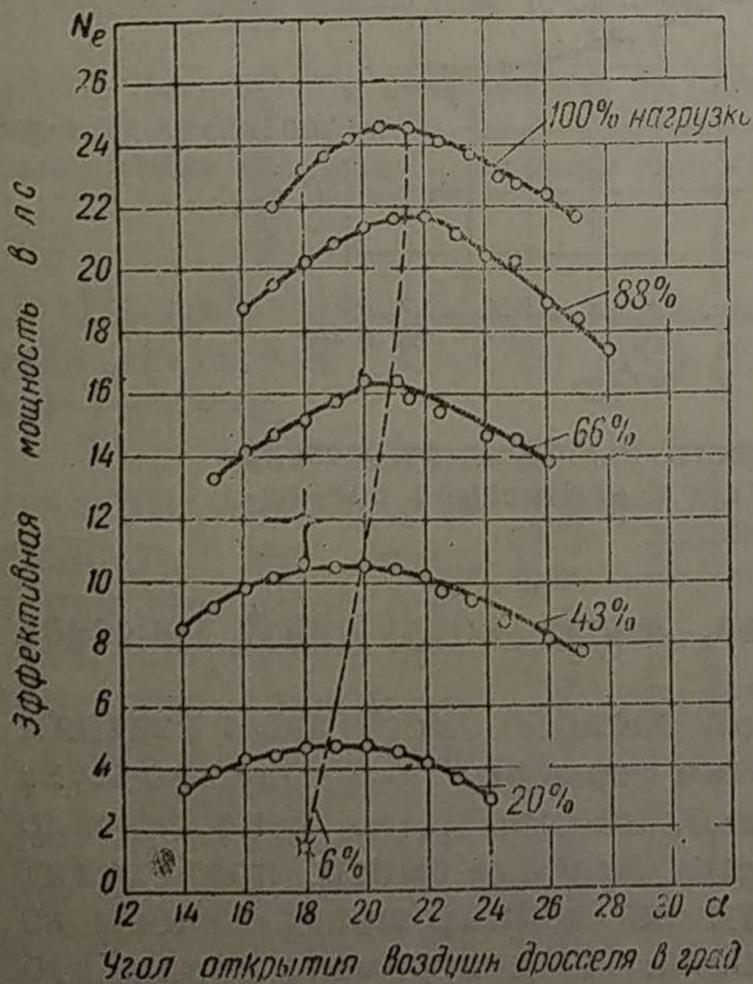
Как уже указывалось, угол открытия воздушной заслонки влияет на качество рабочей смеси, а потому и на мощность двигателя. Из фиг. 15 видно, что по мере открытия воздушного дросселя мощность возрастает



Фиг. 15. Влияние качественного регулирования смеси на неустойчивость работы двигателя.

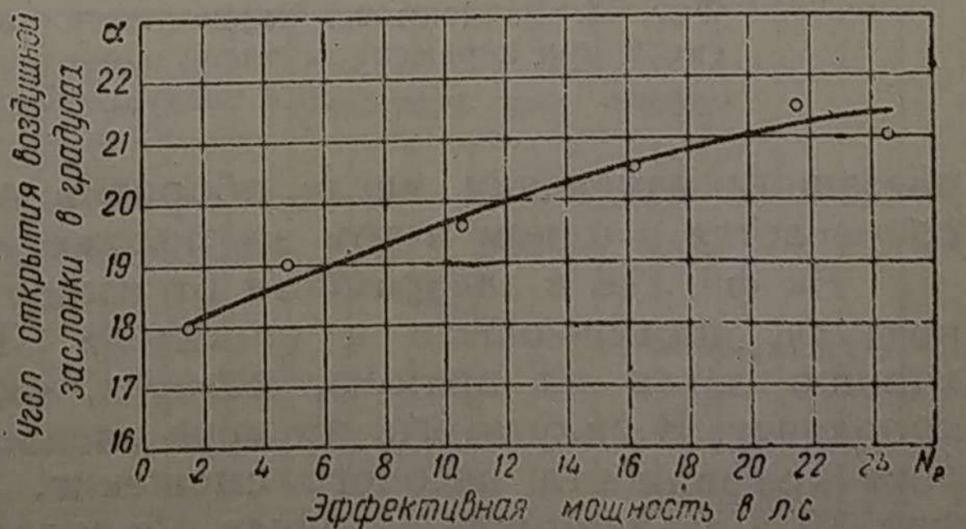
до какого-то максимума, зависящего от часового расхода смеси. При дальнейшем открытии воздушного дросселя смесь начинает обедняться и мощность падать.

Оптимальным положением воздушного дросселя мы будем называть такой угол его открытия, при котором мощность двигателя получается наибольшей.



Фиг. 16. Влияние положения воздушной заслонки на мощность двигателя при его различном дросселировании и  $n = 1600$  об/мин (смеситель типа „Тройник“).

На фиг. 15 оптимальным положением дросселя является угол в  $22,7^\circ$ . Приведенная диаграмма интересна для нас еще тем, что она показывает влияние качества смеси на устойчивость работы двигателя. Когда воздушный дроссель прикрыт и двигатель работает на богатой смеси, сгорание в ци-



Фиг. 17. Зависимость наиболее выгодного угла открытия воздушного дросселя от нагрузки двигателя. Смеситель типа „Тройник“  $n = 1600$  об/мин.

линдрах такой смеси происходит однообразно повторяющимися циклами, а мощность становится весьма устойчивой по времени. При обедненной смеси наблюдается обратное явление. На диаграмме виден большой разбег замеров мощности при углах открытия дросселя, превышаю-

щих  $22,7^\circ$ , что говорит о значительной неустойчивости работы при такой регулировке смеси.

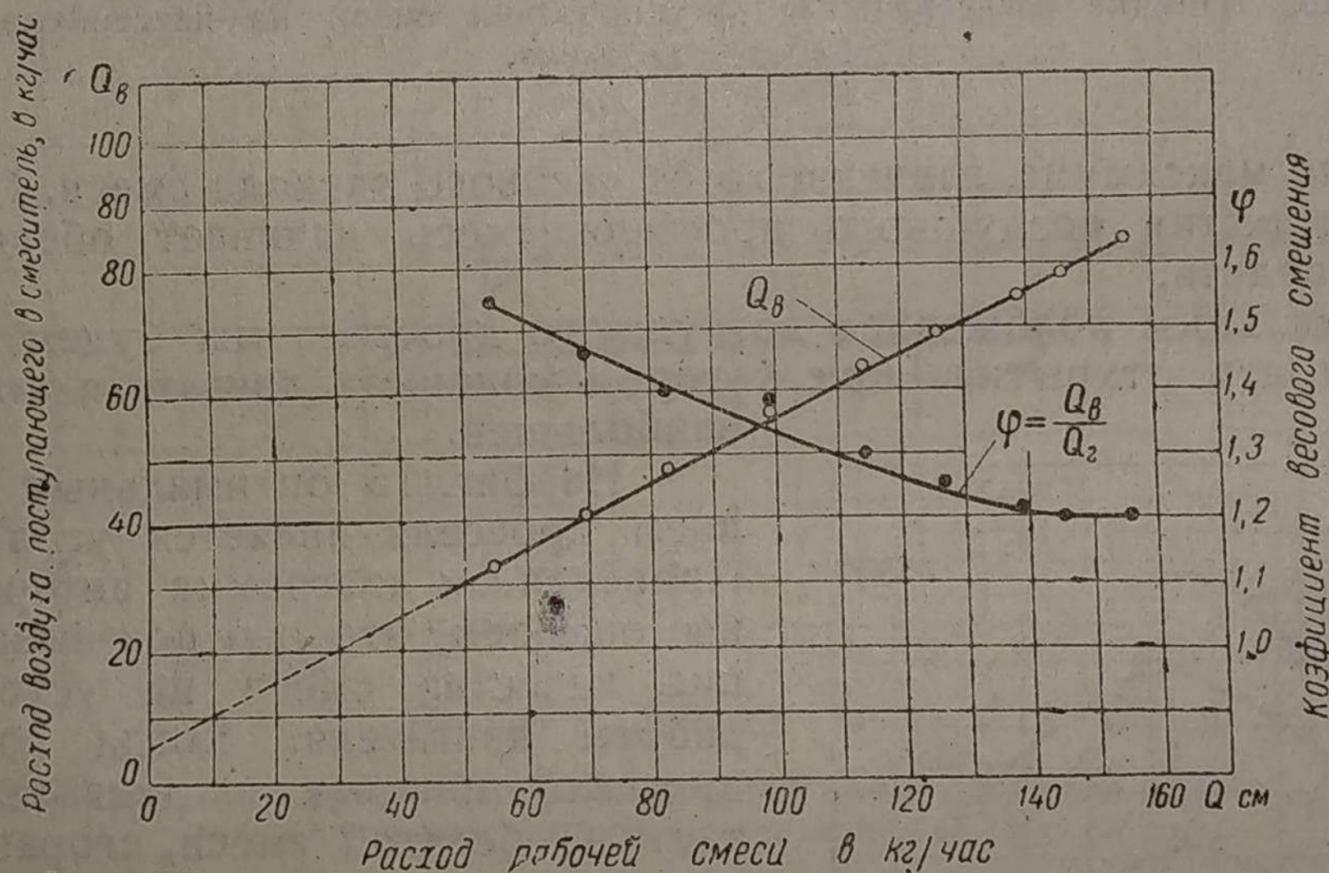
На фиг. 16 показано влияние положения воздушного дросселя на мощность двигателя при его различном дросселировании. Скорость вращения вала поддерживалась постоянной, а наполнение двигателя менялось. Из диаграммы видно, что максимум мощности при различной нагрузке двигателя не соответствует одному и тому же положению воздушного дросселя. По мере уменьшения нагрузки требуется некоторое прикрытие этого дросселя.

Однако, если при  $n = 1600$  об/мин для стопроцентной нагрузки подобрать оптимальное положение воздушной заслонки и, сохраняя его, перейти на работу с задресселированным наполнением, то мощность прогив ее максимума снизится незначительно.

На основе рассмотренных регулировочных кривых построена зависимость оптимального угла открытия воздушного дросселя как функция мощности, которая приведена на фиг. 17.

### Регулирование качества смеси при полном открытии ее дросселя

Автомобильные двигатели, в противоположность тракторным, постоянно работают в условиях переменных скоростей вращения вала. Поэтому интересно знать поведение коэффициента весового смешения при



Фиг. 18. Зависимость коэффициента весового смешения от расхода смеси при переменном числе оборотов вала и неизменном положении воздушной заслонки.

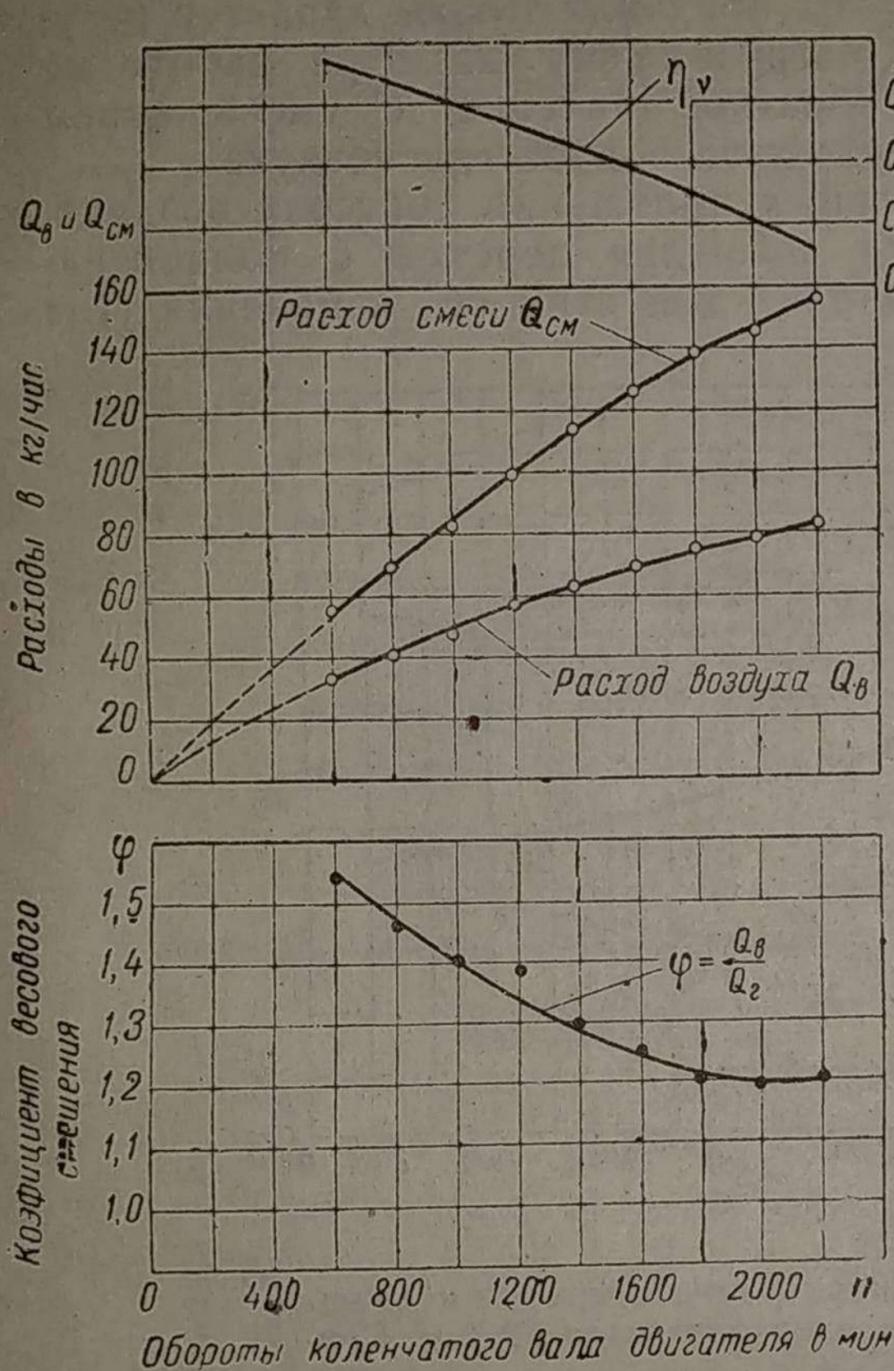
внезапном изменении числа оборотов вала, когда воздушный дроссель сохраняется в одном и том же положении.

На фиг. 18 в зависимости от изменения расхода смеси даны расходы воздуха, поступающего в смеситель. Точки замеров расхода воздуха хорошо легли на прямую, которая, однако, не проходит через начало координат. В силу этого, по мере уменьшения расхода смеси, происходит рост коэффициента весового смешения. Эти же данные представлены на фиг. 19 в зависимости от числа оборотов вала. Из диаграммы видно, что при уменьшении оборотов доля воздуха в смеси и коэффициент  $\varphi$  возрастают, хотя испытание проводилось при неизменном положении дросселя смеси.

Непосредственной причиной, влияющей на соотношение между газом и воздухом, является, повидимому, не расход смеси, а скорость вращения вала, которая определяет характер пульсации в смесителе. Такое заключение следует из предыдущих опытов, где при  $n = \text{const}$  и переменном расходе смеси коэффициент весового смешения не изменялся (см. фиг. 14).

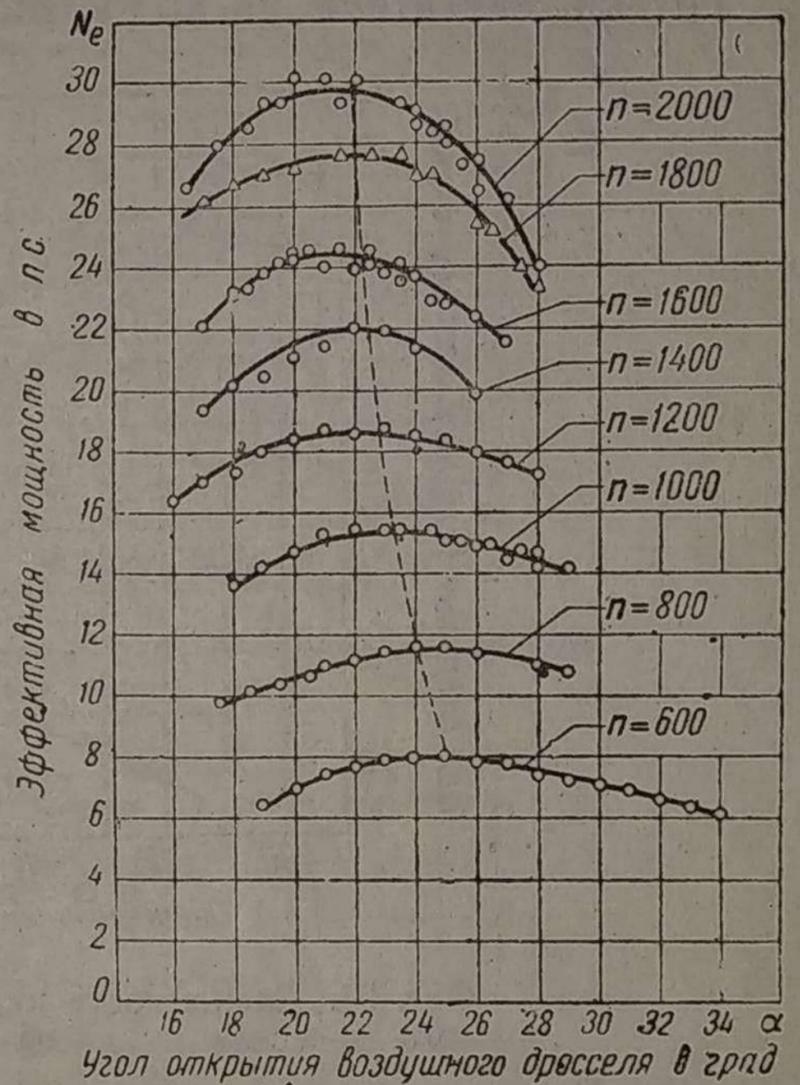
Кривые протекания коэффициента  $\varphi$ , изображенные на фиг. 18 и 19, не дают еще понятия о законе изменения наивыгоднейшего коэффициента весового смешения, поскольку они лишь фиксируют величину этого коэффициента при неизменном положении дросселя воздуха.

Наивыгоднейшие же положения воздушной заслонки при различных оборотах вала находятся по регулировочным кривым.



$\eta_v$   
0,75  
0,70  
0,65  
0,60

Коэффициент наполнения, втнес. к окружающей среде.

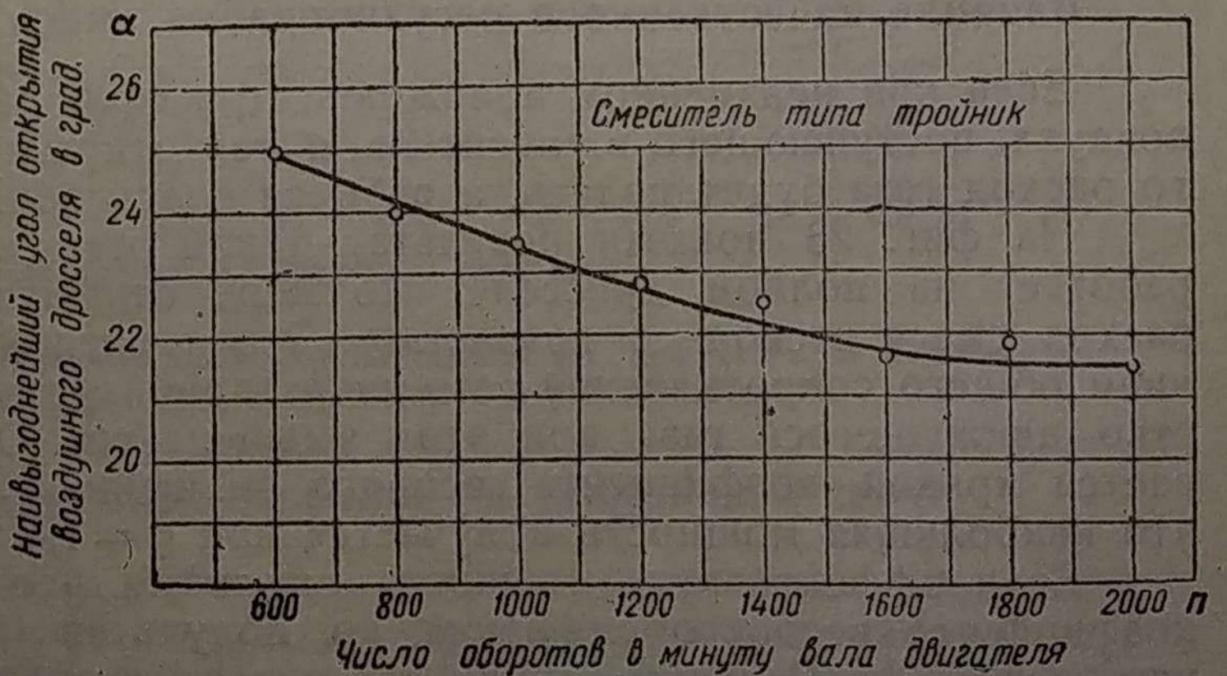


Фиг. 19. Зависимость коэффициента весового смешения от числа оборотов вала при неизменном положении воздушной заслонки смесителя.

Фиг. 20. Влияние положения воздушной заслонки на мощность двигателя при различной скорости вращения его вала на полном дросселе.

На фиг. 20 изображены эти кривые, показывающие зависимость мощности двигателя ГАЗ-А от угла открытия воздушного дросселя смесителя типа тройник.

Из диаграммы видно, что наибольшая мощность по мере уменьшения числа оборотов получается при некотором открытии дросселя воздуха, причем необходимость этого открытия особенно ощутима для низких оборотов. На фиг. 21 показана эта зависимость.



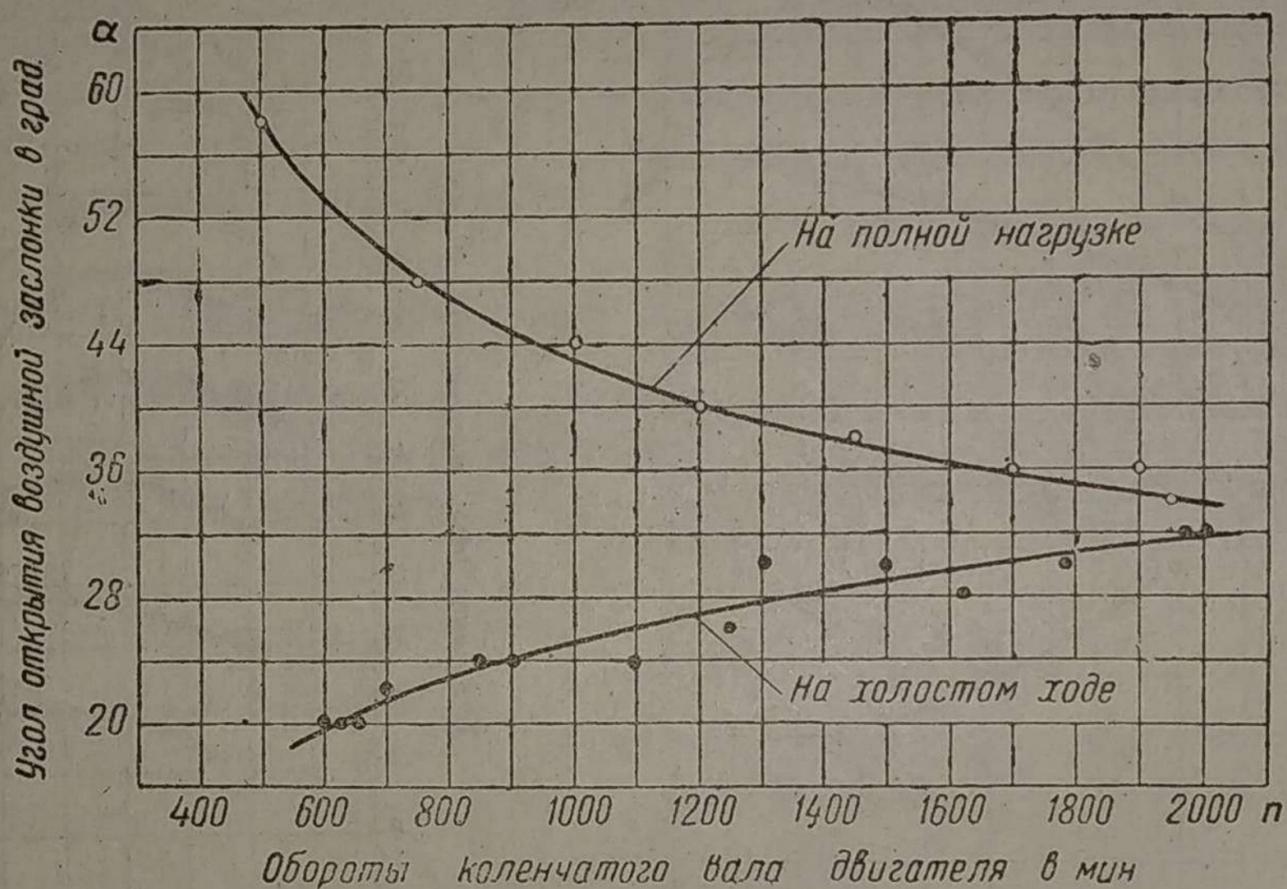
Коэффициент весового смешения  $\varphi$ , согласно фиг. 19, возрастает при неизменном положении дросселя воздуха, когда число оборотов вала снижается. Следовательно, при оптимальной регулировке смеси коэффициент  $\varphi$  должен возрасти еще больше, поскольку при этом требуется открытие воз-

Фиг. 21. Зависимость наивыгоднейшего угла открытия воздушного дросселя от скорости вращения вала двигателя.

ушного дросселя. Рост коэффициента  $\varphi$  по мере снижения скорости вращения вала был обнаружен также на двигателе ЗИС-5, хотя у этого двигателя изменять положение воздушного дросселя не требовалось.

Проведя на двигателе ГАЗ-А аналогичные испытания со стандартным смесителем инжекционного типа Г-14, мы получили тот же характер регулирования смеси для режима полной нагрузки (фиг. 22). При работе же двигателя вхолостую обнаружилось обратное явление: с уменьшением числа оборотов вала потребовалось прикрывать дроссель воздуха.

Анализируя эти кривые оптимальных положений дросселя воздуха, мы видим, что для высокой скорости вращения переход с полной нагрузки двигателя на холостой ход вполне допустим без изменения угла



Фиг. 22. Зависимость наиболее выгодного угла открытия воздушного дросселя от числа оборотов вала двигателя ГАЗ-А. Смеситель Г-14.

открытия  $\alpha$ . Для низких же оборотов порядка 500 в минуту это изменение нагрузочного режима должно сопровождаться уменьшением угла открытия дросселя с 58 до 20°. Таким образом испытанные смесители для двигателя „ГАЗ-А“ не способны автоматически поддерживать наиболее выгодное соотношение между газом и воздухом при внезапном изменении скоростного режима.

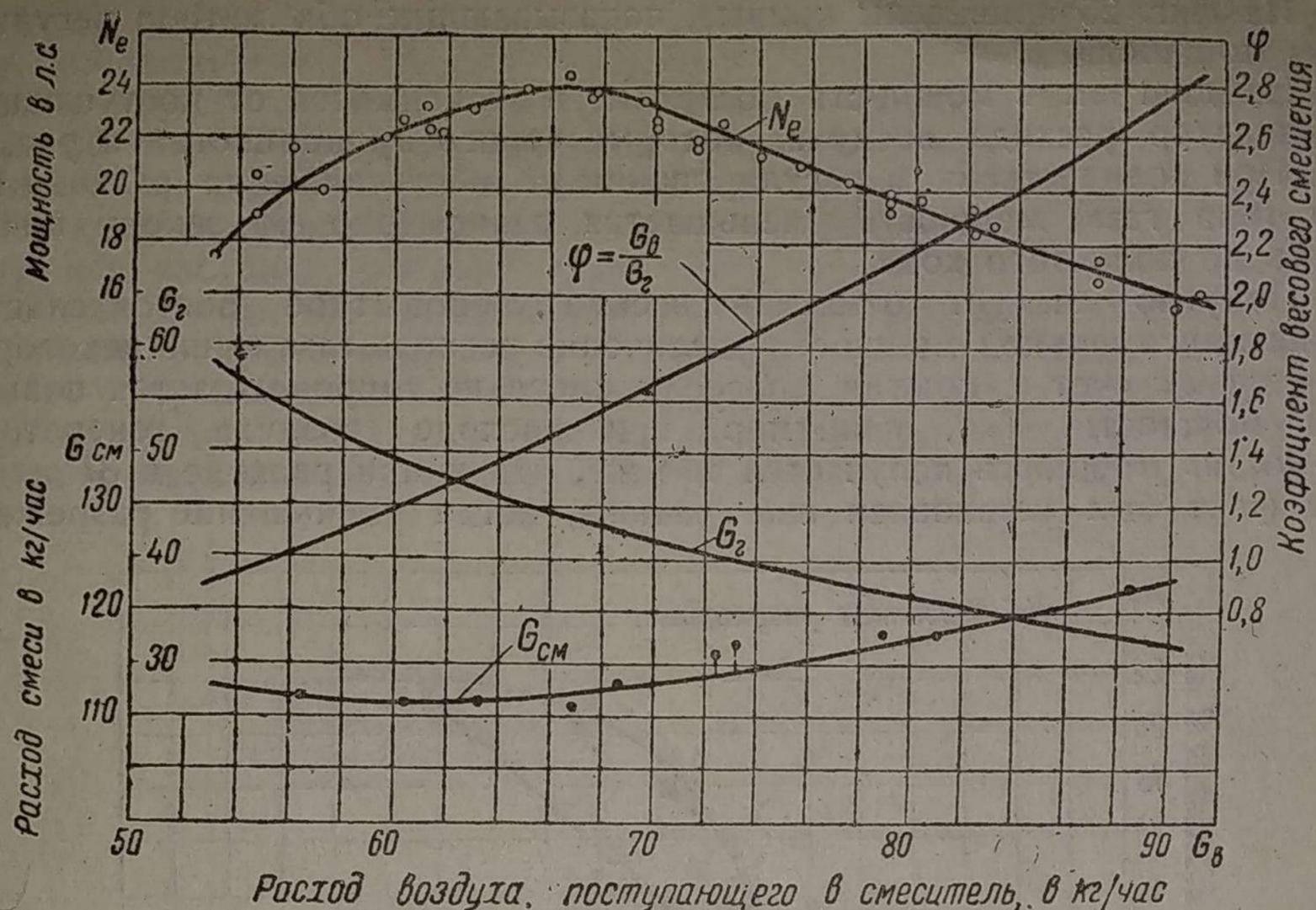
### Влияние качественного регулирования смеси на экономичность

Если при неизменном положении дросселя смеси увеличивать расход воздуха, поступающего в смеситель, путем открытия воздушной заслонки, то расход газа будет падать, а рабочая смесь обедняться.

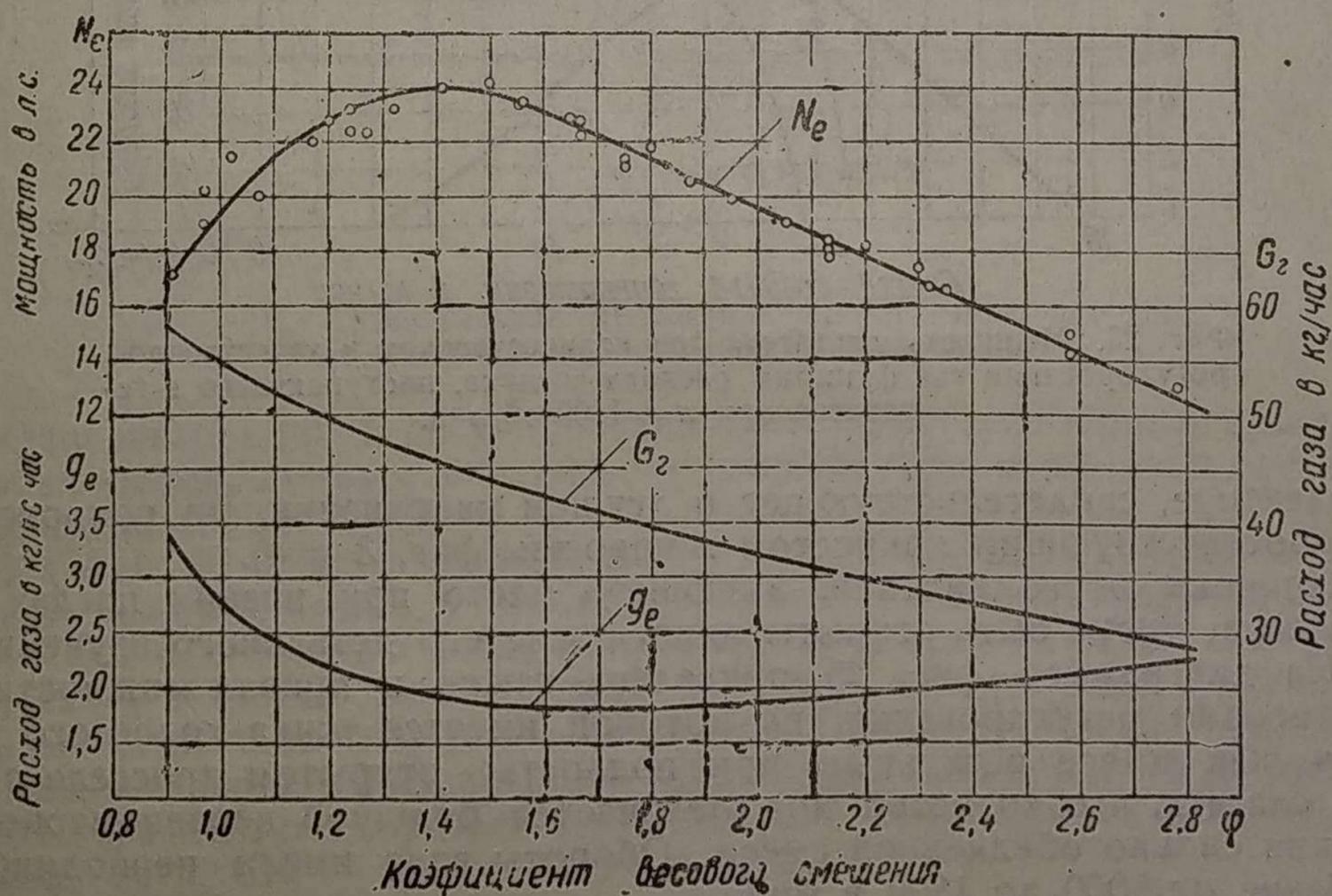
На фиг. 23 показан результат такой регулировки, когда двигатель работает на полном дросселе. По мере открытия воздушной заслонки расход смеси несколько возрастает. Это происходит в связи с уменьшением общего сопротивления газогенераторной установки, так как количество движущегося газа при этом уменьшается. Обеднение смеси оценивается кривой коэффициента весового смешения  $\varphi$ . Из диаграммы видно, что наибольшая мощность получается при  $\varphi = 1,5$ .

Если эффективную мощность двигателя представить как функцию коэффициента весового смешения, то получится зависимость, изображенная на фиг. 24. Величина мощности отнесена здесь к одному и тому же расходу смеси и поэтому зависит исключительно от ее качества. На диаграмме показан также удельный расход газа на л.с.-ч.

Надо сказать, что по мере обеднения смеси и происходящего ввиду этого значительного уменьшения мощности, удельный расход газа возрастает сравнительно медленно. Это обстоятельство является характерной и положительной особенностью газового двигателя.



Фиг. 23. Влияние расхода воздуха на работу двигателя при  $n = 1500$  об/мин и полном открытии дросселя смеси.



Фиг. 24. Влияние коэффициента весового смешения на мощность и экономичность двигателя при  $G_{CM} = \text{const}$  и  $n = 1500$  об/мин.

### Количественное и качественное регулирование смеси

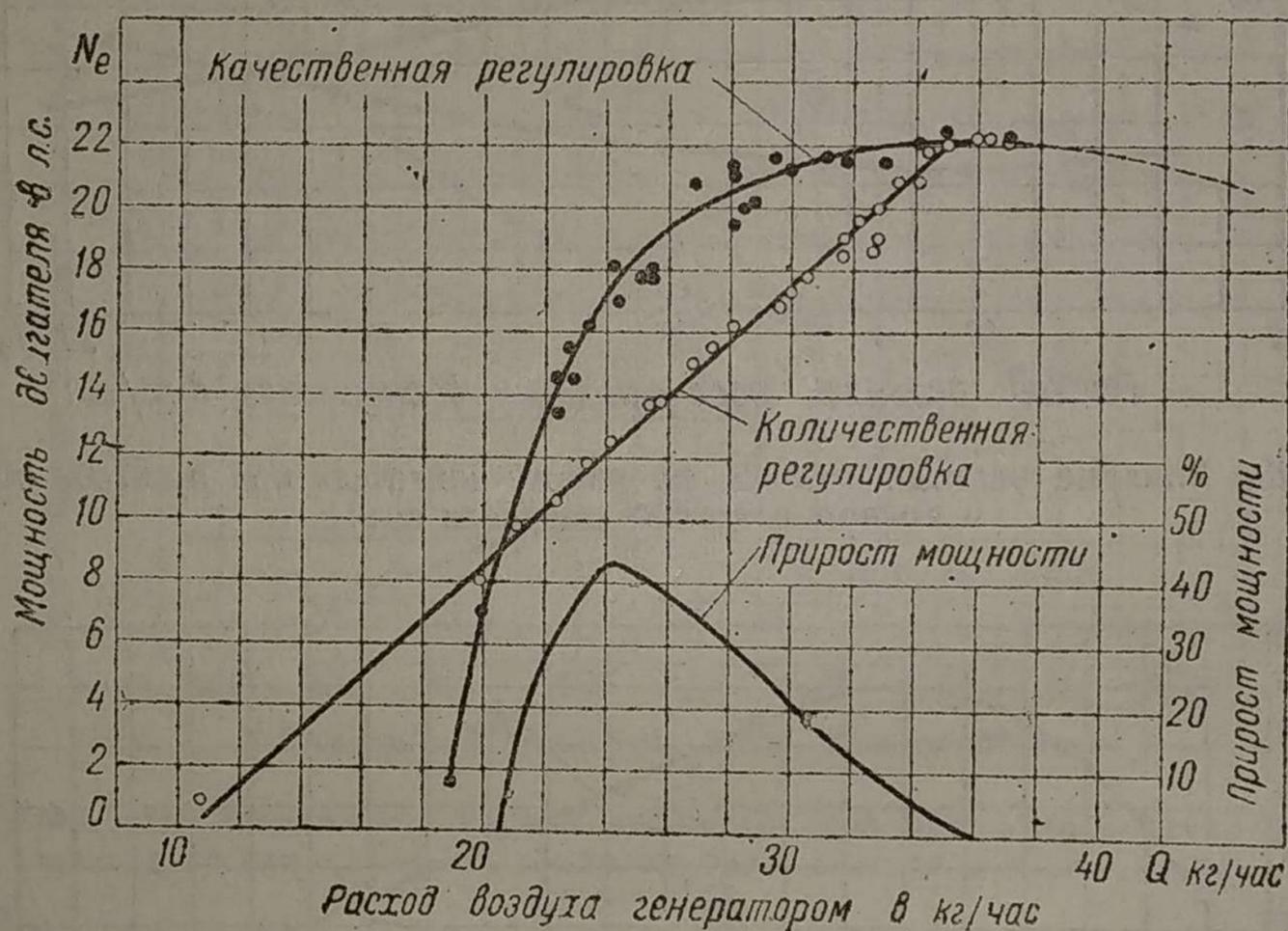
Мощность двигателя, работающего на генераторном газе, может регулироваться путем изменения количества или качества рабочей смеси, поступающей в цилиндры. В первом случае качество сохраняется неизменным, а ее количество устанавливают дросселированием сообразно требуемой мощности. Этот способ в настоящее время применяется повсеместно, поскольку при нем регулирование осуществляется наиболее просто в широких диапазонах нагрузки.

При втором способе уменьшение мощности достигается по желанию за счет обеднения смеси, причем дроссель смеси остается неподвижным, а дроссель воздуха открывают до требуемого положения.

На фиг. 25 приведены кривые, показывающие оба метода регулирования мощности.

На диаграмме мощность построена в зависимости от поступающего в генератор расхода воздуха, который строго пропорционален расходу газа. При количественном регулировании по мере снижения расхода воздуха (или газа) мощность уменьшается равномерно по закону прямой вплоть до холостого хода.

Попутно следует отметить весьма любопытное обстоятельство. В зоне максимальной мощности увеличение расхода газа выше некоторого значения за счет открытия дросселя смеси не сопровождается повышением мощности. Так, например, при расходе воздуха генератором в 35 кг/час мощность получается той же, что и при расходе в 37 кг/час. Этот факт был установлен еще раньше, когда уменьшение разрежения



Фиг. 25. Мощность двигателя при количественном и качественном регулировании как функция расхода воздуха, поступающего в генератор при  $n = 1500$  об/мин.

в коллекторе, свидетельствующее о лучшем наполнении, не сопровождалось соответствующим приростом мощности (фиг. 3 и 4).

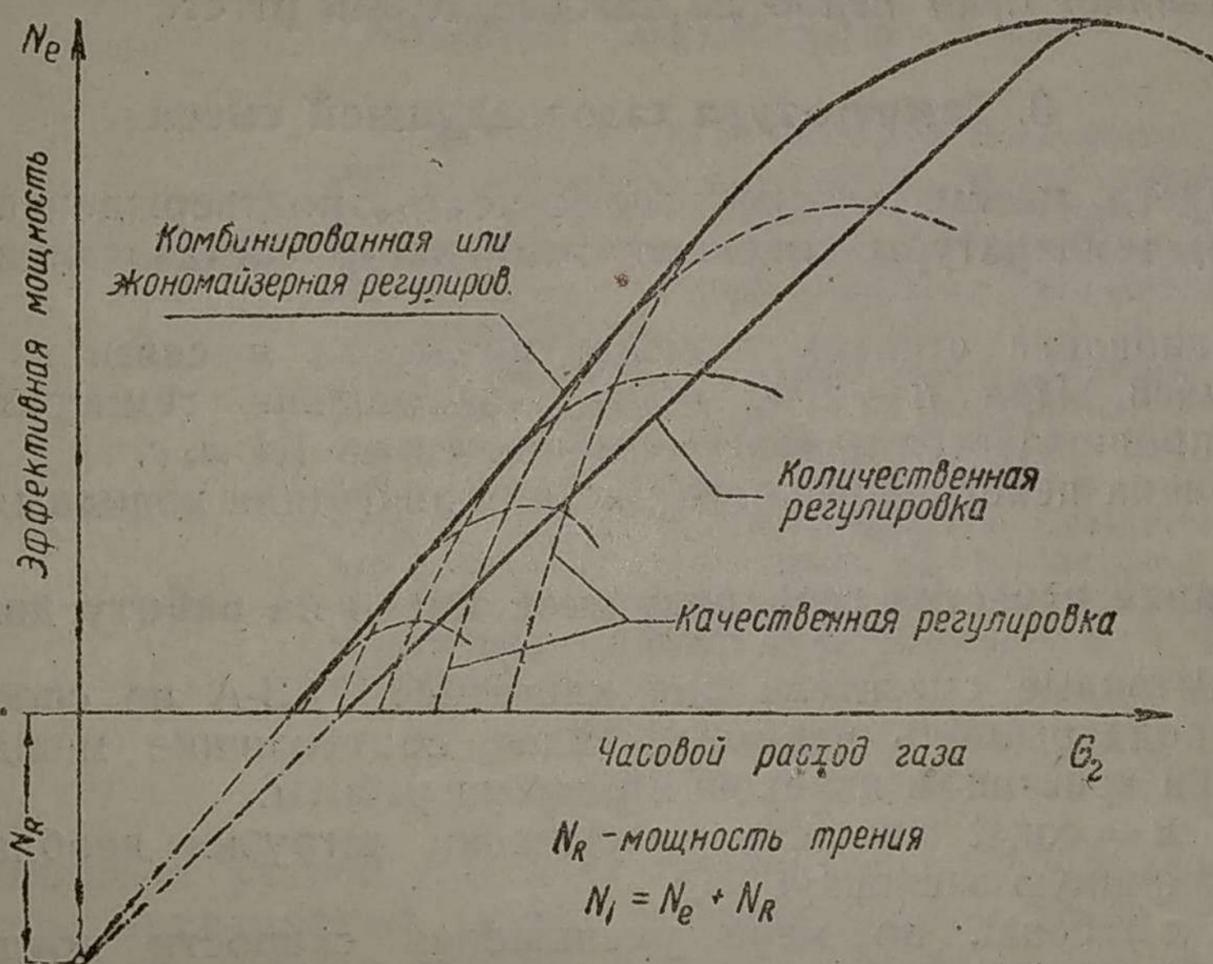
Причины этого явления, имеющего место при низких числах оборотов вала, могут быть вскрыты лишь после его детального изучения.

На диаграмме — фиг. 25 приведена также и кривая мощности при качественном регулировании, на которой имеется точка холостого хода, снятая, как и все остальные, при полностью открытом дросселе смеси. Надо сказать, что холостой ход отличается большой неравномерностью сгорания сильно обедненной смеси. Обороты вала имели периодическое колебание от 1000 до 1800 в мин.

Качественное регулирование характерно тем, что кривая мощности вначале при уменьшении расхода газа снижается медленно, а затем весьма круто. В силу этого кривая мощности при качественном регулировании на некотором участке проходит выше кривой количественного регулирования. Следовательно, ценой одного и того же расхода газа в первом случае достигается большая мощность. Максимальный прирост мощности составляет 43% и соответствует 77% (17 л.с.) от полной нагрузки двигателя. Однако при нагрузке, меньшей 41%, качественное регулирование становится невыгодным, так как в этом случае с уменьшением расхода газа наступает резкое падение мощности.

Установленный прирост мощности при качественном регулировании можно объяснить отсутствием насосных потерь, которые имеются при количественной регулировке ввиду дросселирования рабочей смеси. Резкое падение мощности при чрезмерном обеднении смеси происходит, по-

видимому, из-за несовершенства ее сгорания ввиду приближения к пределу воспламенения. Можно совместно использовать положительные стороны качественной и количественной регулировок, если создать специальный смеситель, в котором воздушная заслонка была бы кинематически связана с дросселем смеси. Эту связь нужно осуществить с таким расчетом, чтобы при уменьшении нагрузки вначале открывалась бы одна воздушная заслонка, обедняя этим смесь, а дроссель смеси оставался полностью открытым. Дальнейшее снижение нагрузки должно сопровождаться прикрытием дросселя смеси. При таком комбинированном способе регулирования двигатель работает на сильно обедненной смеси, когда нагрузка неполная. В том же случае, когда нагрузка возрастает и становится максимальной, смесь обогащается до нормальной величины.



Фиг. 26. Сравнительное протекание кривых мощности при обычной и экономайзерной регулировках.

Описанный способ регулирования схож с экономайзерным принципом в карбюраторах, доказавшим ряд бесспорных преимуществ в эксплуатации бензиновых автомобилей.

На фиг. 26 схематически показано протекание кривых мощности при обычной количественной и комбинированной или экономайзерной регулировках для постоянного числа оборотов. Пунктиром изображены кривые мощности в зависимости от расхода газа при качественной регулировке для различных прикрытий дросселя смеси. Схема дает ясное представление о выгоде экономайзерного регулирования. Ценой одного и того же расхода газа достигается большая мощность двигателя на всех режимах неполной нагрузки.

### ВЫВОДЫ

На основании проведенной работы по отдельным разделам приходим к следующим выводам.

#### 1. Расход поступающей в двигатель рабочей смеси газа с воздухом

1. Существует определенная зависимость между расходом рабочей смеси и давлением во всасывающем коллекторе, которую можно использовать для корректирования мощности двигателя.

2. Эта зависимость найдена в результате опытов. Расход смеси равномерно возрастает по мере увеличения давления в коллекторе, следуя уравнению

$$Q_s = 0,2 (p_k - 70) \text{ кг/час,}$$

где  $p_k$  — давление в коллекторе в мм рт. ст.

## 2. Разрежение в коллекторе

1. Мощность двигателя и среднее эффективное давление при  $n = \text{const}$ , связаны математической зависимостью с разрежением в коллекторе.

2. При  $n = 2000$  об/мин каждым 10 мм рт. ст. соответствует прирост в 0,65 л. с.

3. На границе полного открытия дросселя наблюдается отклонение от общего закона: прирост мощности за счет уменьшения разрежения выражен слабее.

4. Степень прироста среднего эффективного давления за счет уменьшения разрежения практически одинакова для всех скоростей вращения вала и составляет 0,087 кг/см<sup>2</sup> на каждые 10 мм рт. ст.

## 3. Температура газовой смеси

1. Найдена математическая зависимость, подтвержденная опытным материалом, температуры смеси от температур составляющих ее газа и воздуха.

2. Установлена степень падения мощности в связи с подогревом рабочей смеси. При  $n = 2000$  об/мин повышение температуры смеси на 10°С сопровождается падением мощности на 1,4 л. с.

3. Оценена целесообразность питания двигателя холодным воздухом.

### 4. Влияние качества газовой смеси на работу двигателя

1. Испытанные смесители для двигателя ГАЗ-А не способны автоматически поддерживать наивыгоднейшее соотношение между газом и воздухом при внезапном изменении режима работы.

а) при  $n = \text{const}$  по мере уменьшения нагрузки необходимо прикрывать воздушную заслонку;

б) при  $n \neq \text{const}$  по мере уменьшения скорости вращения вала необходимо открывать воздушную заслонку, если нагрузка полная и прикрывать при работе вхолостую.

2. Изучен характер соотношения газа с воздухом при различных режимах работы двигателя, когда воздушная заслонка не изменяет своего положения

а) при  $n = \text{const}$ , но переменной нагрузке, коэффициент весового смешения постоянен;

б) при  $n \neq \text{const}$  по мере уменьшения скорости вращения коэффициент весового смешения возрастает особенно быстро на малых оборотах.

3. Применяя качественное регулирование смеси, можно на неполных нагрузках получить большую мощность ценой одного и того же расхода газа. Максимальный прирост мощности в этом случае составляет 43%. Это свойство говорит о целесообразности создания смесителя с комбинированным регулированием смеси по принципу экономайзерного устройства в карбюраторах.

*Инж. К. И. Генкин*

## ГАЗОВЫЕ СМЕСИТЕЛИ

В настоящей работе исследуются смесители для автотракторных двигателей, работающих на баллонных газах. Работа является попыткой создать отсутствующую до сих пор базу для конструирования и выбора параметров смесителей газобаллонных автомобилей и наметить пути создания рациональных конструкций.

Показывается, что современные смесители не удовлетворяют предъявляемым требованиям. Приводятся и исследуются рациональные схемы смесителей. Дается примерный расчет рационального смесителя НАТИ-СГ21 и некоторые результаты его испытаний, подтверждающие сделанные выводы о том, что рациональный смеситель по сравнению с обычным дает экономию топлива 12—18%, увеличение мощности до 7% и значительно улучшает переходы двигателя с одного режима на другой.

### ВВЕДЕНИЕ

Смесительные устройства для современных газобаллонных автомобилей носят примитивный характер. Кроме простейшего приспособления для холостого хода и запуска, эти устройства ничем не отличаются от элементарного смесителя.

В настоящей работе показывается несостоятельность подобных конструкций и намечаются пути создания рационального газового смесителя. Это сделано на базе приведенных основных положений для оценки смесителя, определения его влияния на работу двигателя и выбора основных элементов.

Смесительные устройства, которые разбираются в настоящей работе, принадлежат к топливоподающей аппаратуре, имеющей наиболее значительное распространение в настоящее время. Газ из баллонов поступает через различную арматуру в редуцирующую систему, где снижает свое давление до небольшого разрежения относительно атмосферного давления и далее отсасывается в смеситель, где смешивается с воздухом и откуда поступает в двигатель.

Эта система соответствует обычному карбюраторному двигателю, работающему по циклу Отто, и характеризуется подачей в двигатель готовой смеси газа с воздухом; второй ее характерной чертой является разрежение газа на входе в смеситель.

В задачи настоящей работы не входит рассмотрение целесообразности настоящей системы и преимуществ других систем, характерных раздельной подачей газа и воздуха, как, например, при работе по циклу Дизеля, или циклу Эррена. Заметим лишь, что эти системы не получили сколько-нибудь значительного распространения для автомобильных газовых двигателей.

В настоящем выпуске дается теоретическая часть. Экспериментальные данные предположено опубликовать в дальнейшем.

Исследование базируется, главным образом, на смесителях для сжатых газов, однако и для сжиженных принципиальные установки не теряют своего значения. Как известно, при работе на сжатых газах имеют место

более тяжелые условия, чем на сжиженных и потому если найдено решение для сжатого газа, то для сжиженного нет оснований сомневаться в успехе.

**Задачи смесителя.** Смесительное устройство предназначено для выполнения двух ответственных задач: а) приготовления рабочей смеси топлива с воздухом, б) регулирования двигателя.

При выполнении первой задачи выдвигаются следующие основные требования:

1) обеспечить для каждого режима работы двигателя наивыгоднейший состав смеси (качество смеси);

2) обеспечить на всех режимах хорошее перемешивание газа с воздухом (качество смешения).

При выполнении второй задачи к смесителю предъявляются следующие основные требования:

1) смеситель должен предоставить возможность оператору воздействовать на мощность и обороты двигателя;

2) смеситель должен обеспечить самоприспособляемость двигателя к изменению нагрузки;<sup>1</sup>

3) при полной нагрузке должна быть обеспечена наибольшая мощность двигателя; очевидно при этом смеситель должен создавать оптимальные гидравлические условия для протекания смеси, способствующие наилучшему наполнению двигателя;

4) на всем диапазоне нагрузок необходимо обеспечить наилучший к. п. д.

Качество выполнения смесителем своих задач оказывает влияние на мощность двигателя, его экономику, а также на устойчивость работы двигателя при различных режимах и переходах с одного режима на другой.

Первые два момента не нуждаются в пояснениях, в отношении же последнего заметим, что, как выяснится далее, для газового транспортного двигателя, работающего по циклу Отто и оборудованного описанной топливоподающей аппаратурой, условия перехода с одного режима на другой и особенно к малым нагрузкам имеют существенное значение и в свою очередь оказывают заметное влияние на мощность и экономику. На практике работа двигателя на малых нагрузках связана с процессом перехода от холостого хода к большим или средним оборотам. В том случае, если условия работы двигателя на малых нагрузках неудовлетворительные, при переходе от холостого хода к средним оборотам имеет место так называемый „провал“ (в немецкой литературе подобное явление упоминается под названием „Loch“).

**Показатели смесителя.** Исследование смесителя имеет своей конечной целью наметить основные положения для оценки смесителя и определения его важнейших параметров. При этом необходимо последовательно установить: а) основные характерные показатели смесителя, б) методы и критерии оценки этих показателей, в) влияние различных факторов на эти показатели, г) методику расчета или выбора важнейших элементов смесителя.

Поведение двигателя, которым в конечном счете определяется качество работы смесителя, не может, однако, служить непосредственным критерием его оценки. Необходимо изыскать измерители, непосредственно связанные с процессами, происходящими в смесителе.

Таких измерителей (основных) можно наметить три:

1) коэффициент избытка воздуха,

2) показатель качества смешения (точнее перемешивания),

3) гидравлический показатель.

Основным измерителем является коэффициент избытка воздуха при различных режимах. Характер протекания этого коэффициента на всем диапазоне рабочих условий, отражающий изменение состава смеси, оказы-

<sup>1</sup> Эти два пункта относятся собственно к смесителю только в случае работы по циклу Отто. В случае цикла Дизеля, или Эррена эти требования следует отнести к системе регулятор-смеситель.

вает наибольшее влияние на поведение двигателя. Тем не менее нельзя пренебрегать и остальными двумя показателями, ибо, как показывает практика, проявляющееся иногда полное пренебрежение к какому-либо из них приводит к резкому ухудшению работы двигателя, несмотря на относительно меньшее влияние этих показателей.

К сожалению, по последним двум показателям отсутствуют выверенные и точные критерии и методы сравнения, которые позволили бы производить сопоставление смесителей вне зависимости от рода двигателя. Имеется возможность лишь в виде общих принципиальных заключений оценить влияние того или иного фактора в той степени, что „при этом имеют место худшие (или лучшие) гидравлические условия, чем в разобранный ранее случае“ или, что „при этом перемешивание смеси лучше, чем в предыдущих случаях“. Подобная оценка основных факторов, связанных с этими двумя показателями и влияющих на конструкцию и выбор основных элементов смесителя, будет нами дана в конце работы. Большая часть работы посвящается анализу протекания  $\alpha$  в газовом смесителе, ибо он определяет или отражает принципиальную схему смесителя и его важнейшие качества, дающие возможность судить об основном влиянии смесителя на работу двигателя.

Но ясно, что для осуществления этой возможности прежде всего необходимо определить влияние коэффициента избытка воздуха на работу двигателя.

## 1. ВЛИЯНИЕ КОЭФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ НА РАБОТУ АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Коэффициент избытка воздуха. Несмотря на очевидную важность выяснения влияния  $\alpha$  на  $N_e$  и  $g_e$ , как исходного момента при определении основных элементов смесителя, до сих пор этому вопросу не уделялось достаточного внимания. Весьма ценным исключением является работа доктора Rixmann [9]. Менее законченный материал имеется у Burstoll [10] и Пая [1].

В своей работе Rixmann приводит кривые  $N_e = f(\alpha)$  и  $g_e = f(\alpha)$  для автомобильного двигателя, работающего на бензине, сжиженном газе, метане и светильном газе. Основные выводы по данным Rixmann сводятся к следующим:

1. Максимальная мощность на сжатом газе получается примерно при том же  $\alpha$ , несколько меньшим 1, что и на бензине ( $\alpha_{N_{e\max}} \cong 0,9 \div 0,95$ ).

Наилучшая экономика соответствует несколько обедненной смеси —  $\alpha_{g_{e\min}} \cong 1,2 \div 1,3$ ,  $\alpha_{N_{e\max}}$  соответствует удельный расход примерно на 10% больший, чем при  $\alpha_{g_{e\min}}$  и наоборот при  $\alpha_{g_{e\min}}$  имеет место понижение мощности примерно на 10%.<sup>1</sup>

2. При работе на газе наблюдается значительное более плавное протекание  $g_e = f(\alpha)$ , чем на бензине, и значительно более широкий диапазон сгорания, особенно в сторону бедных смесей. Для светильного газа еще возможна работа при  $\alpha = 3$ , для метана при  $\alpha = 2$ , причем удельный расход топлива по мере увеличения  $\alpha$  почти не растет.

Однако в работе Rixmann отсутствуют данные об изменении влияния  $\alpha$  на  $N_e$  и  $g_e$  при изменении режима работы двигателя. Все приведенные им данные относятся к полной нагрузке при некотором среднем числе оборотов.

Между тем вопрос об изменении влияния  $\alpha$  на  $N_e$  и  $g_e$  при изменении режима работы двигателя является наиболее существенным при изучении смесителя.

Некоторые данные по этому вопросу, полученные нами в лаборатории НАТИ, приведены на фиг. 1. Эти данные не могут претендовать на исчерпывающую полноту, так как испытания проведены лишь на одном

<sup>1</sup> Согласно опытам, результаты которых показаны на фиг. 1, для московского светильного газа разница несколько больше, а именно: 13 + 18% и 11 + 14%.

виде сжатого газа (московский светильный) и на одном двигателе (М-1), однако они позволяют с достаточной определенностью сделать следующие важные выводы в дополнение к выводам Rixmann.

1. При работе двигателя с полной нагрузкой, по мере уменьшения оборотов, несколько уменьшается  $\alpha_{N_{e \max}}$ , а также и  $\alpha_{g_{e \min}}$ , причем разница между ними также уменьшается.

Как показывает табл. 1, потребное обогащение смеси при уменьшении оборотов невелико и ощущается лишь при малом числе оборотов.

2. При дросселировании двигателя ( $n = \text{const}$ , нагрузка — var) оптимальные значения коэффициентов избытка воздуха:  $\alpha_{N_{e \max}}$  и  $\alpha_{g_{e \min}}$  также сдвигаются в сторону более богатых смесей. Как показывает таблица 2, влияние дросселирования на  $\alpha_{opt}$  значительно сильнее влияния числа оборотов при полной нагрузке.

Таблица 1

Влияние числа оборотов на оптимальное значение коэффициента избытка воздуха. Нагрузка — 100%, опережение зажигания — оптимальное. Московский светильный газ. Двигатель М-1,  $\epsilon = 4,6$

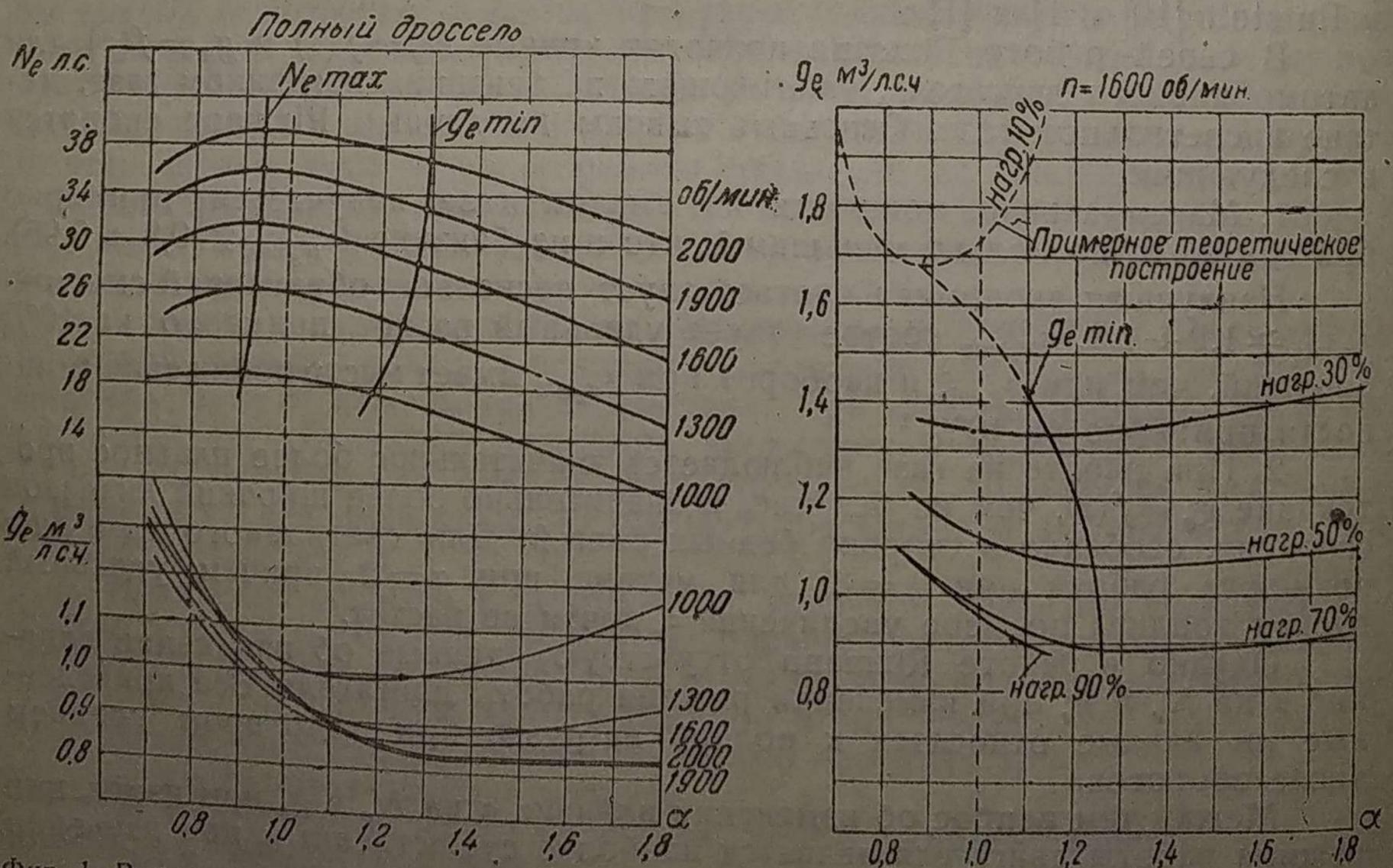
$n$	$\alpha_{N_{e \max}}$	$\alpha_{g_{e \min}}$
1000	0,91	1,18
1300	0,922	1,24
1600	0,93	1,27
1900	0,935	1,28
2200	0,94	1,29

Таблица 2

Влияние нагрузки на оптимальное значение коэффициента избытка воздуха.  $n = 1600$  об/мин. Московский светильный газ. Двигатель М-1,  $\epsilon = 4,6$ , опережение зажигания постоянное

% нагрузки	30	50	70	90
$\alpha_{g_{e \min}}$	1,14	1,24	1,26	1,27

Московский светильный газ, на котором производились испытания ( $H_2 - 2,4\%$ ;  $CO - 17,8\%$ ;  $CH_4 - 20,3\%$ ;  $C_2H_4 - 9\%$ ), обладал низшей тепло-



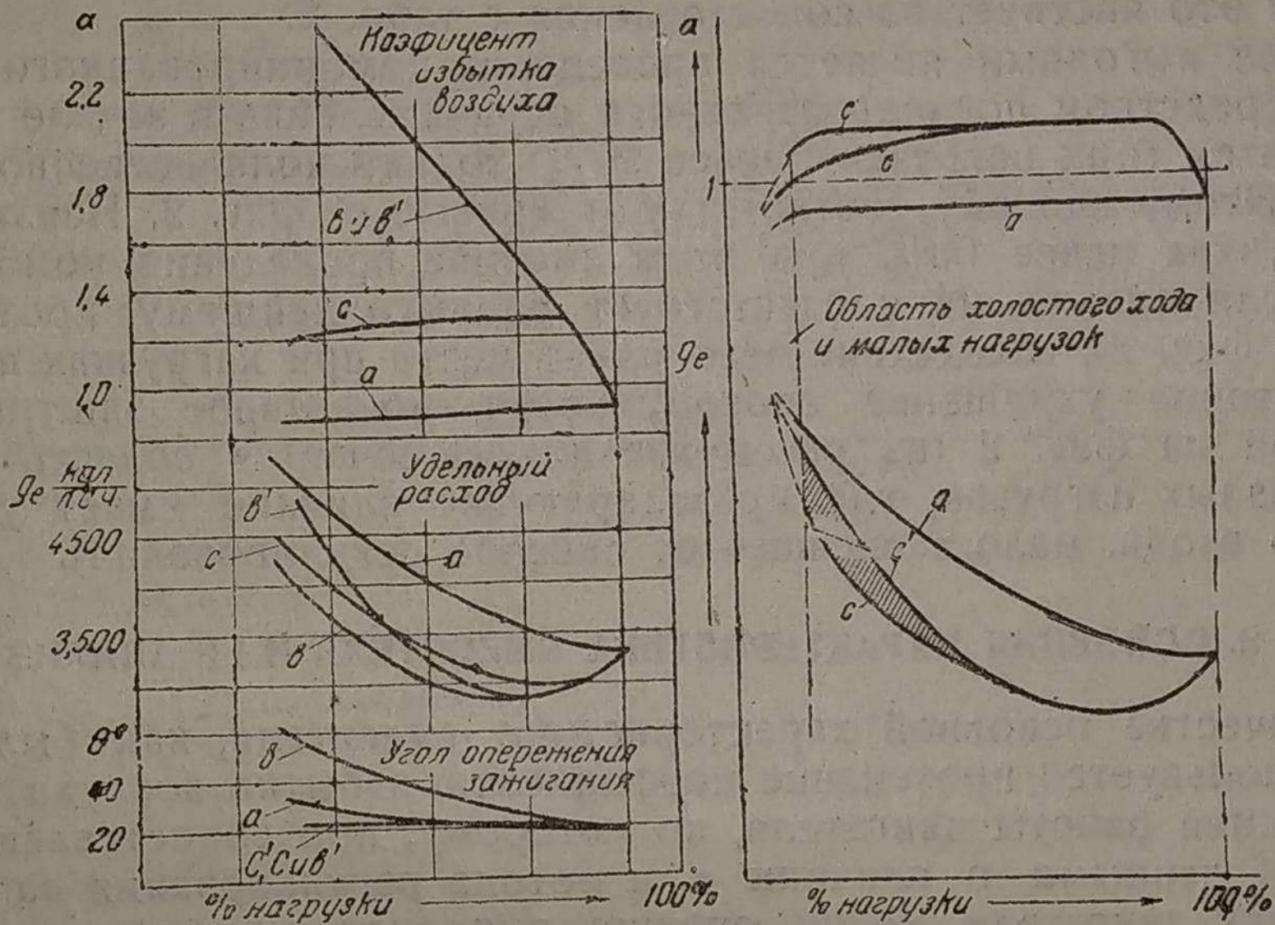
Фиг. 1. Влияние коэффициента избытка воздуха на мощность и экономику двигателя М-1, работающего на московском светильном газе при различных режимах.

творной способностью  $H_u (15^\circ, 737) = 3950 \text{ кал/м}^3$ ;  $L_0 = 4,28 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;  $\gamma = 0,9 \text{ кг/м}^3$ . Процент нагрузки (фиг. 1, табл. 2) определялся относительно оптимальной мощности при данном числе оборотов. Угол опережения зажигания при полной нагрузке устанавливался оптимальный для каждого

числа оборотов, а при частичных нагрузках поддерживался постоянный — тот же, что при полной нагрузке.

Приведенные данные о влиянии коэффициента избытка воздуха на мощность и экономику двигателя при различных режимах могут послужить базой для дальнейшего исследования газового смесителя. Сопоставляя коэффициент избытка воздуха, который создает смеситель на том или другом режиме, с этими данными, можно определить влияние смесителя на работу двигателя. При этом следует учитывать, что при полной нагрузке выставляется требование наибольшей мощности, а при частичных нагрузках — наивыгоднейшего к. п. д., т. е. наилучшей экономии.

Способ регулирования. До сих пор для автомобильного газового двигателя применяется количественный метод регулирования. Между тем возможность использования широкого диапазона  $\alpha$  и плавного про-



Фиг. 2. Влияние способа регулирования на экономику автомобильного двигателя, работающего на светильном газе:

$a$  — количественное регулирование,  $b$  — качественное регулирование ( $\theta$  +  $onm$ ),  
 $b'$  — качественное регулирование ( $\theta = const$ ),  $c$  — комбинированное регулирование  
( $\theta = const$ ,  $\sigma_{onm}$ ),  $c'$  — комбинированное регулирование ( $\theta = const$ ,  $\alpha_{10-40\%} \neq \sigma_{onm}$ ).

текания  $g_e = f(\alpha)$  в сторону бедных смесей выдвигает вопрос о применении для газового топлива метода качественного регулирования.

Полноценный материал по этому вопросу приведен в указанной выше работе доктора Rixmann, где показано, что качественному регулированию (кривые  $b$  фиг. 2) при неполных нагрузках соответствует значительно меньший расход топлива, чем количественному регулированию (кривые  $a$  фиг. 2). При этом однако важно учесть следующее обстоятельство: угол опережения зажигания при качественном регулировании должен весьма значительно увеличиваться по мере уменьшения нагрузки. В том же случае, если при качественном методе регулирования угол опережения зажигания остается неизменным или весьма мало меняется, нагрузкам ниже средних соответствует удельный расход даже больший, чем при количественном регулировании (кривые  $b'$  фиг. 2).

В случае неизменного опережения зажигания наилучший эффект дает комбинированный метод регулирования (кривые  $c$  фиг. 2), при котором 100% нагрузке соответствует  $\alpha_{N_{e\max}}$ , а 90% и далее  $\alpha_{g_{e\min}}$ . Учитывая то обстоятельство, что в большинстве случаев, имеющих место на практике, довольно затруднительно обеспечить протекание угла опережения зажигания, потребное при качественном регулировании, следует признать наивыгоднейшим и наиболее рациональным для практического применения комбинированный метод регулирования. При этом методе, как показано на фиг. 2, на эксплуатационных для автомобильного двигателя режимах

(неполная нагрузка) расход топлива снижается примерно на 10--15% по сравнению с таковым при обычном количественном методе.

Представляется необходимым указать на следующее важное обстоятельство, не подчеркнутое Rixmann. Это обстоятельство связано со способом проведения комбинированного метода регулирования.

Оптимальным является такой способ проведения комбинированного регулирования, при котором на всем диапазоне нагрузок осуществляется одновременно и качественное и количественное изменение смеси, причем в диапазоне нагрузок от 100 до 90% преимущественно изменяется качество смеси, а от 90% и ниже, главным образом, меняется количество смеси, но одновременно и качество не остается постоянным, а изменяется в сторону некоторого обогащения смеси при уменьшении нагрузки, как это показывают кривые  $\alpha$  протекания на фиг. 2. Подобное протекание  $\alpha$  соответствует поддержанию  $\alpha_{g_{e\min}}$  на всем диапазоне нагрузок от 90% и ниже, как это явствует из сопоставления с табл. 2.

Менее выгодным является проведение комбинированного регулирования посредством последовательного осуществления в начале качественного, а затем (при нагрузках менее 90%) только количественного регулирования. Этому способу соответствуют кривые  $\alpha'$  фиг. 2. Неизменность  $\alpha$  при нагрузках менее 90% при этом способе проведения комбинированного регулирования не соответствует наивыгоднейшему протеканию  $\alpha$  (кривая  $\alpha$  фиг. 2), вследствие чего имеет место при нагрузках ниже средних некоторое ухудшение экономичности, показанное заштрихованной площадкой на фиг. 2 (из рассмотрения исключается область холостого хода и малых нагрузок, где превалирующее влияние имеет устройство холостого входа, мало зависящее от способа регулирования).

## 2. ОСНОВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СМЕСИТЕЛЯ И ЕЕ АНАЛИЗ

В качестве основной характеристики смесителя, как было указано ранее, используется протекание коэффициента избытка воздуха при изменении режима работы двигателя, по которому, при сопоставлении с приведенными данными о влиянии  $\alpha$  и метода регулирования на мощность и экономику двигателя, можно оценить выполнение смесителем большинства поставленных перед ним задач.

Режим работы двигателя определяется двумя параметрами — оборотами и нагрузкой.

Необходимо отдельно рассматривать протекание коэффициента избытка воздуха при работе: 1) с полной нагрузкой и переменным числом оборотов и 2) при переменной нагрузке с постоянным числом оборотов, так как каждая из этих областей работы двигателей предъявляет к нему (протеканию  $\alpha$ ) различные требования.

В соответствии с этим полная характеристика смесителя располагается в двух различных системах координат и состоит из двух кривых или двух характеристик: кривой, или характеристики протекания  $\alpha$  по оборотам двигателя при полной нагрузке:  $\alpha = f(n)_{100\% \text{ нагр.}}$  — внешняя характеристика смесителя, и кривой протекания  $\alpha$  по нагрузке двигателя:  $\alpha = f(\text{нагр})_{n = \text{const}}$  — нагрузочная характеристика смесителя, как это изображено в верхней части фиг. 3. Обе кривые могут быть также изображены в одной системе координат:  $\alpha = f(\Delta P_{\text{диф}})$ , как это показано в нижней части фиг. 3. Однако следует признать, что объединенная характеристика смесителя (в координатах  $\alpha$ ,  $\Delta P_{\text{диф}}$ ) менее четко и наглядно вырисовывает задачи смесительного устройства, чем отдельные характеристики: нагрузочная и внешняя, которыми мы и будем в дальнейшем пользоваться.

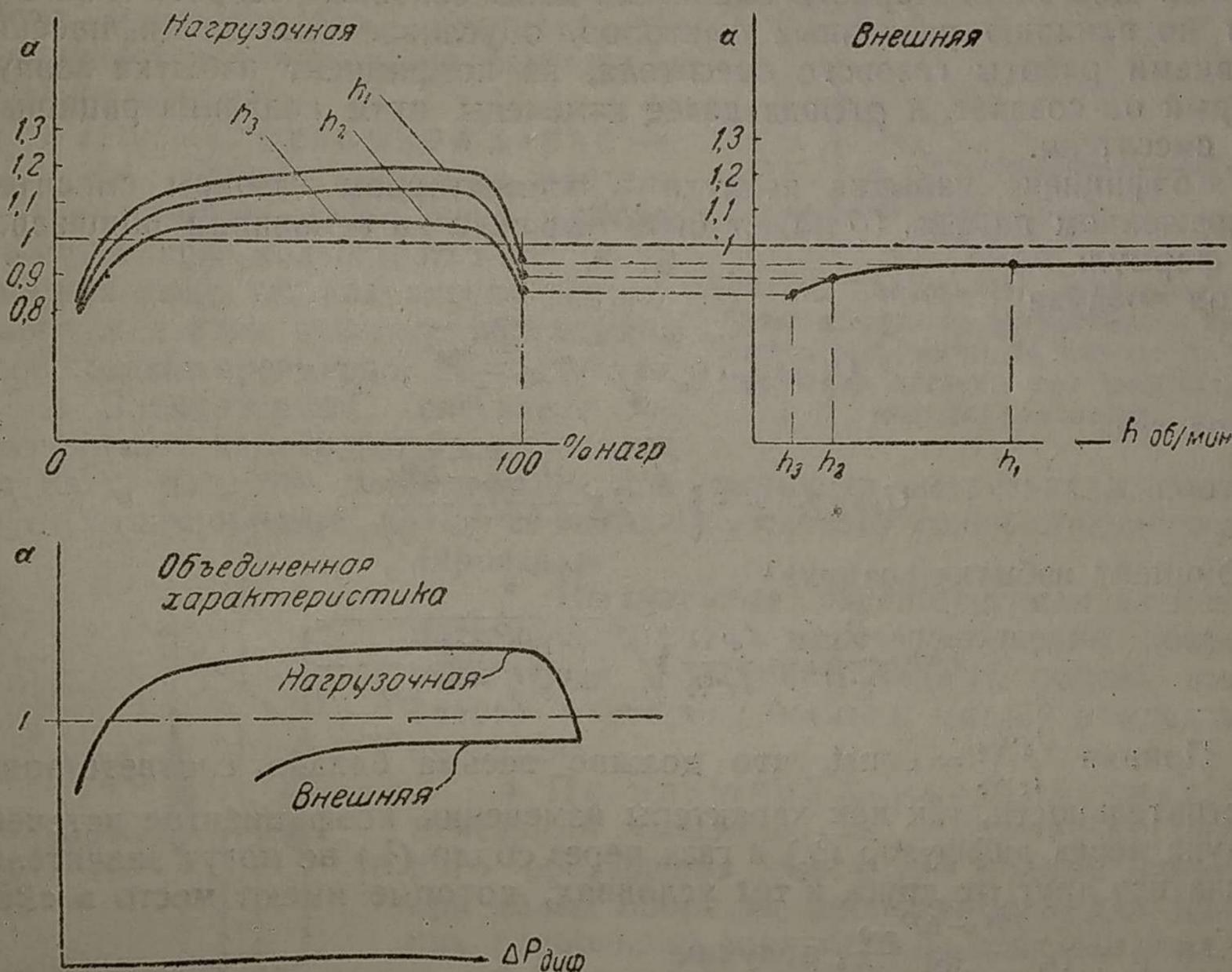
Идеальная характеристика смесителя. Следующую задачу — определения критерия оценки характеристики смесителя — можно представить как задачу определения некоторой идеальной характеристики, которая и послужит базой для сравнения.

Идеальные характеристики смесителя, соответствующие приведенным на фиг. 1 и в табл. 1, 2 данным о влиянии  $\alpha$  на  $N_e$  и  $G_e$ , показаны

на фиг. 3. Они построены применительно к признанному наивыгоднейшим комбинированному методу регулирования и отвечают следующим требованиям:

1) согласно идеальной внешней характеристике смесителя поддерживается на всем диапазоне оборотов  $\alpha_{N_{e\max}}$ , в соответствии с чем имеет место некоторое обогащение смеси по мере уменьшения оборотов,

2) согласно идеальной нагрузочной характеристике смесителя поддерживается на всем диапазоне нагрузок, начиная примерно от 90% и ниже,  $\alpha_{g_{e\min}}$ , в соответствии с чем имеет место некоторое обогащение смеси по мере уменьшения нагрузки от (90%), а также сдвиг нагрузочных характеристик в сторону богатых смесей по мере уменьшения оборотов.



Фиг. 3. Идеальные характеристики смесителя.

Таким образом идеальная характеристика смесителя обеспечивает наибольшую мощность при полной нагрузке и наибольший к.п.д. при частичных нагрузках.

Специфические условия работы газового смесителя. Исходя из принятой к рассмотрению наиболее распространенной топливоподающей системы, можно установить следующие специфические условия работы газового смесителя:

1. В то время как воздух входит в смеситель под атмосферным давлением, газ поступает из редуцирующей системы под некоторым разрежением —  $\Delta P_{ред}$ . Это разрежение для современных редуцирующих систем колеблется в пределах 5—80 мм вод. ст.

2. Разрежение, под которым редуцирующая система подает газ в смеситель, не является постоянным. При изменении давления в баллонах или расхода газа двигателем изменяется и разрежение газа за редуцирующей системой. Отклонение разрежения за редуцирующей системой (или то же перед смесителем, так как незначительными потерями в трубопроводе мы в дальнейшем будем пренебрегать) от средней величины называется неравномерностью редуцирующей системы.

Для современных редуцирующих систем максимальная неравномерность (максимальное отклонение в одну сторону) колеблется в пределах 5—40 мм вод. ст.

Величина разрежения перед смесителем —  $\Delta P_{ред}$  — зависит от свойств редуцирующей системы и весьма мало связана с режимом работы двигателя.

Указанные специфические особенности работы газового смесителя обусловлены наличием редуцирующей системы.

Другие различия условий работы смесителя и карбюратора обуславливаются заменой жидкого топлива газообразным, вследствие чего для смесителя отпадает стоящая перед карбюратором задача распыливания и испарения топлива.

Характеристики элементарного смесителя. Анализ характеристик элементарного смесителя положен нами в основу исследования. Для элементарного смесителя даны основные теоретические выводы по влиянию различных факторов, обусловленных специфическими условиями работы газового смесителя, на коэффициент избытка воздуха, который он создает, и отсюда далее намечены пути создания рационального смесителя.

Коэффициент избытка воздуха в элементарном газовом смесителе, изображенном на фиг. 5, может быть выражен на основании общеизвестных формул:

расход воздуха

$$G_a = f_a \cdot \psi_a \cdot \sqrt{2g \frac{\Delta P_{диф}}{\gamma_a}},$$

расход газа

$$G_z = f_z \cdot \psi_z \cdot \sqrt{2g \frac{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}{\gamma_z}}, \quad (1)$$

коэффициент избытка воздуха<sup>1</sup>

$$\alpha = \frac{G_a}{L_0 \cdot G_z} = \frac{f_a \cdot \psi_a}{f_z \cdot \psi_z} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_a}}.$$

Приняв  $\frac{f_a \cdot \psi_a}{f_z \cdot \psi_z} = \text{const}$ , что должно весьма близко соответствовать действительности, так как характеры изменения коэффициентов истечения воздуха через диффузор ( $\psi_a$ ) и газа через сопло ( $\psi_z$ ) не могут значительно отличаться друг от друга в тех условиях, которые имеют место в смесителе, и  $\gamma_z = \gamma_{z_0} \frac{10^4 - \Delta P_{ред}}{10^4}$ , получим

$$\alpha = A \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} (10^4 - \Delta P_{ред})}. \quad (2)$$

Уравнение (2) устанавливает связь между коэффициентом избытка воздуха и влияющими на него факторами.

Этих факторов два — разрежение в диффузоре карбюратора ( $\Delta P_{диф}$ ) и разрежение на выходе из редуцирующей системы ( $\Delta P_{ред}$ ),

$$\alpha = f(\Delta P_{диф}, \Delta P_{ред}).$$

Эта функциональная зависимость в общем виде представлена на фиг. 4, которая показывает, что с уменьшением  $\Delta P_{диф}$  при  $\Delta P_{ред} = \text{const}$ ,  $\alpha$  увеличивается, асимптотически приближаясь к прямой  $\Delta P_{диф} = \Delta P_{ред}$ . Интенсивность изменения  $\alpha$  — кривизна линии  $\alpha = f(\Delta P_{диф})$  зависит не только от изменения  $\Delta P_{диф}$ , но и от величины  $\Delta P_{ред}$ . Чем больше  $\Delta P_{ред}$ , тем больше (быстрее) изменяется  $\alpha$  при изменении  $\Delta P_{диф}$ .

В условиях тех изменений  $\Delta P_{диф}$ , которые имеют место в смесителе, обнаруживается следующее (фиг. 5).

По внешней характеристике, где  $\Delta P_{диф}$  изменяется от величины порядка 300 мм вод. ст. до величины порядка 2000 мм вод. ст., а  $\Delta P_{ред}$  колеблется (вследствие неравномерности) вокруг средней величины,

<sup>1</sup> Применение более сложных формул Шейнера в подобных случаях, как показывает, например, теория карбюрации, не требуется.

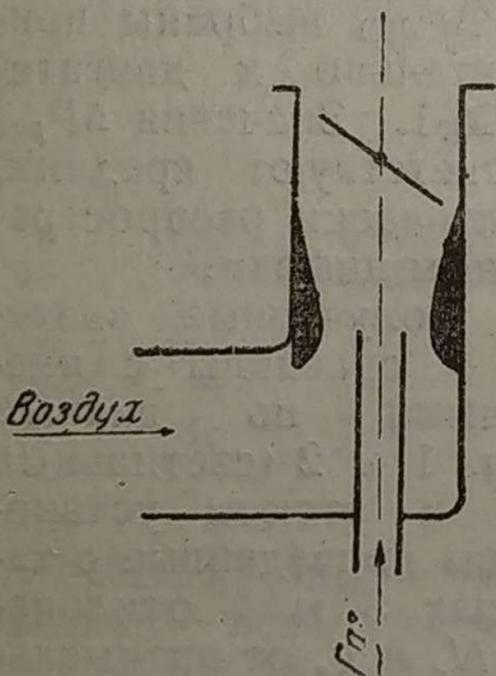
равной 10—40 мм вод. ст., имеет место увеличение  $\alpha$  по мере уменьшения оборотов, тем большее, чем больше  $\Delta P_{ред}$  и чем меньше  $\Delta P_{диф}$ .

По нагрузочной характеристике, где  $\Delta P_{диф}$  изменяется от 0 до величины 300—2000 мм вод. ст. (в зависимости от оборотов), а  $\Delta P_{ред}$  попрежнему колеблется вокруг средней величины 10—40 мм вод. ст., наблюдается увеличивающееся до бесконечности обеднение смеси (увеличение  $\alpha$ ) по мере приближения  $\Delta P_{диф}$  к  $\Delta P_{ред}$ .

Сопоставление характеристик элементарного и идеального смесителей показывает, что неудовлетворительная работа элементарного смесителя обуславливается следующими основными его недостатками:

1. По нагрузочной характеристике. Элементарный смеситель не обеспечивает устойчивой работы двигателя при малых нагрузках и на холостом ходу, так как вместо необходимого для этих режимов обогащения смеси создает чрезмерное ее обеднение.

2. Элементарный смеситель не обеспечивает переход от богатой смеси при 100% нагрузке к обедненной при частичных нагрузках и соответствует, таким образом, наименее выгодному способу количественного регулирования.

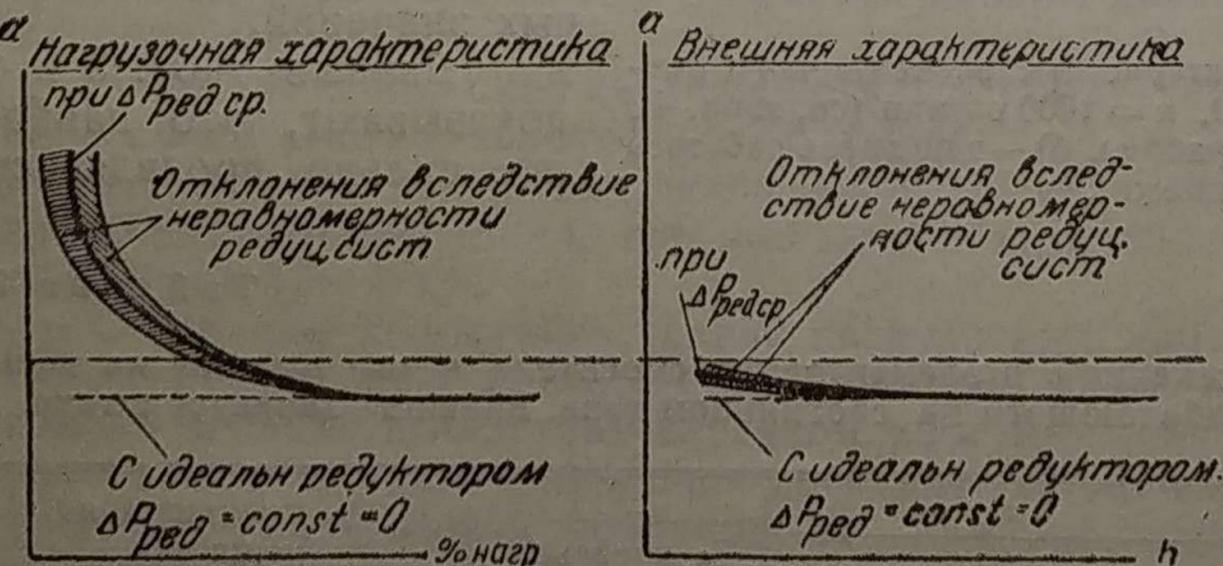


3. Нагрузочные характеристики элементарного смесителя по мере уменьшения оборотов сдвигаются в сторону бедных смесей вместо сдвига в сторону богатых смесей в идеальном смесителе.

4. По внешней характеристике. Элементарный смеситель не обеспечивает некоторого обогащения смеси (на полном дросселе) при малых оборотах, необходимого для получения наибольшей мощности на этих режимах.

5. Вследствие неравномерности редуцирующей системы имеет место отклонение коэффициента избытка воздуха от средней величины на тех режимах, где разрежение в диффузоре невелико.

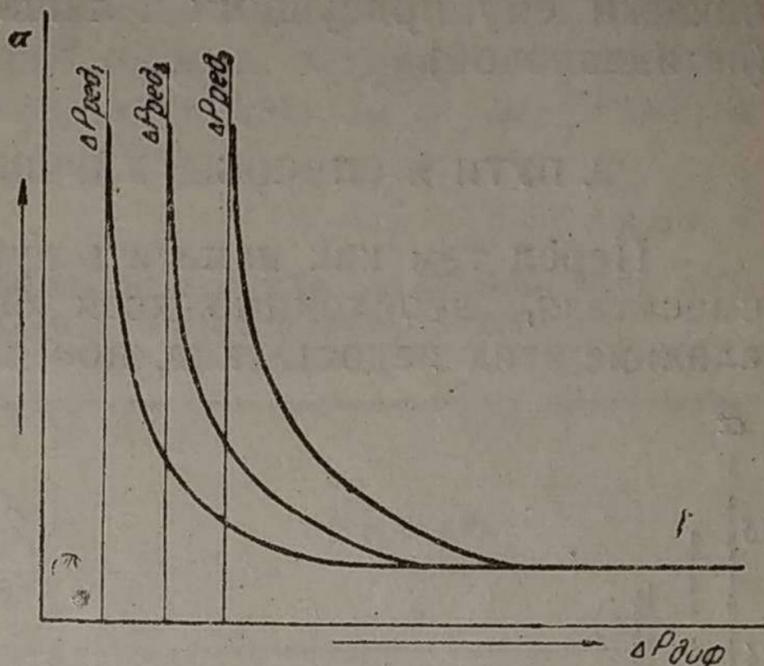
На фиг. 5 помимо характеристики элементарного смесителя при обычном редуцирующем устройстве, обладающем разрежением на выходе и неравномерностью, показаны также характеристики элементарного смесителя при идеальном редуцирующем устройстве, разрежение на выходе и неравномерность у которого равны 0.



Фиг. 5. Характеристики элементарного смесителя.

В этом случае для элементарного смесителя согласно формуле (2)  $\alpha = const$  на всех режимах.

Как показывает фиг. 5, при идеальном редукторе недостатки элементарного смесителя смягчаются, но далеко не устраняются. Создающееся



Фиг. 4. Зависимость коэффициента избытка воздуха от разрежения в диффузоре и разрежения на выходе из редуцирующей системы для элементарного газового смесителя.

при идеальном редуцирующем устройстве постоянство  $\alpha$  не соответствует требованиям двигателя, которым отвечает определенный закон изменения  $\alpha$  по нагрузке и оборотам, отраженный идеальной характеристикой.

Таким образом недостатки элементарного смесителя являются органически ему присущими и лишь усугубляются редуцирующей системой (не идеальной).

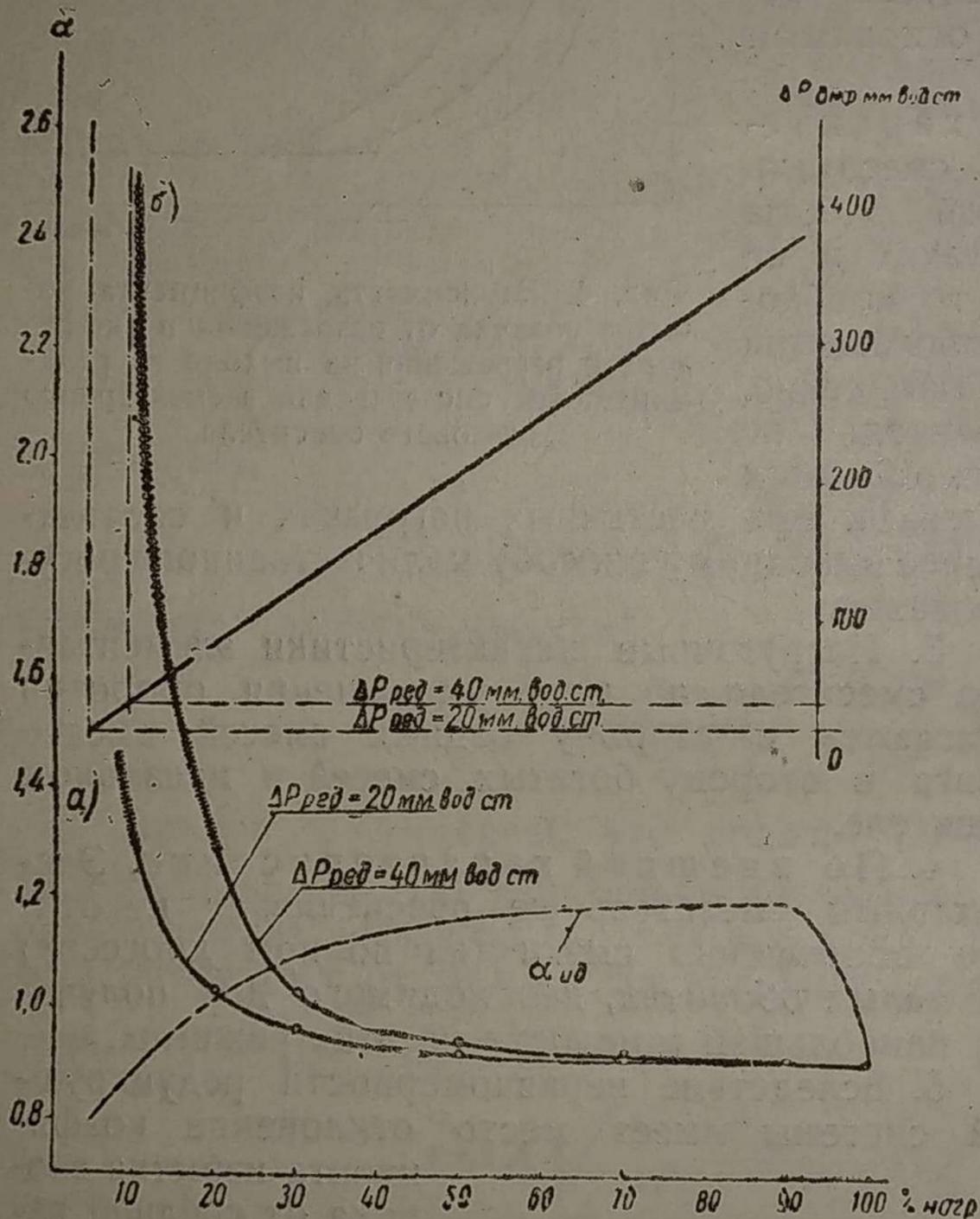
### 3. ПУТИ И СПОСОБЫ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СМЕСИТЕЛЯ

Перед тем как наметить пути устранения недостатков элементарного смесителя, необходимо хотя бы примерно установить количественное влияние этих недостатков, ибо на основании приведенных общих теоретических рассуждений, без цифрового материала нельзя судить о степени и важности влияния того или иного фактора и вытекающих отсюда требованиях к смесителю.

В табл. 3 и 4 приведены результаты подсчета коэффициента избытка воздуха по внешней и нагрузочной характеристикам элементарного смесителя. Значения  $\Delta P_{диф}$  выбраны применительно к двигателю М-1. Значения  $\Delta P_{ред}$  соответствуют средним, практически распространенным цифрам.

Полученные значения  $\alpha$  сравнены с идеальными по данным табл. 1 и 2 (светильный газ) и отсюда установлены приведенные в таблицах 3 и 4 отклонения  $N_e$  и  $g_e$  от оптимальных значений.

Данные табл. 3 и 4 показывают, что наиболее сильно проявляется



Фиг. 6. Нагрузочные характеристики элементарного смесителя для двигателя М-1,  $n = 1000$  об/мин (см. табл. 4), а) — область неустойчивой работы, б) — двигатель работать не может.

6

Таблица 3

Примерный подсчет протекания  $\alpha$  в элементарном смесителе и его влияния на мощность двигателя М-1, работающего на светильном газе. Внешняя характеристика.

n об/мин.	$\Delta P_{диф}$ мм вод. ст.	$\alpha$		$\alpha$ идеальн. ( $\alpha_{N_{e_{max}}}$ )	% уменьшения мощности	
		$\Delta P_{ред} =$ 20 мм H <sub>2</sub> O	$\Delta P_{ред} =$ 40 мм H <sub>2</sub> O		$\Delta P_{ред} =$ =20 мм H <sub>2</sub> O	$\Delta P_{ред} =$ =40 мм H <sub>2</sub> O
1000	490	0,937	0,946	0,91	1,5	2
1300	820	0,932	0,936	0,922	0,5	0,5
1600	1120	0,93	0,93	0,93	0	0
1900	1400	0,929	0,928	0,935	0	0
2200	1700	0,928	0,927	0,94	0,3	0,5

первый недостаток элементарного смесителя (см. стр. 173) — сильное переобеднение смеси при малых нагрузках, когда разрежение в диффузоре приближается к разрежению за редуцирующей системой. На этих режимах элементарный смеситель совершенно не может работать — его усовершенствование в этой части является совершенной необходимостью. Фиг. 6, построенная по данным табл. 2 для  $n = 1000$  об/мин, наглядно иллюстрирует это положение и показывает влияние величины  $\Delta P_{ред}$  на размеры участка неустойчивой работы.

Таблица 4

Примерный подсчет протекания коэффициента избытка воздуха и определения его влияния на работу двигателя М-1 по нагрузочной характеристике Московский светильный газ;  $\epsilon = 4,6$ ;  $\theta = \text{const}$

°/о нагрузки	$\Delta P_{диф}$ мм вод. ст.	$\alpha$		$\alpha_{ид}$ ( $\gamma_{ge^{min}}$ )	°/о увеличения расхода	Примечание
		При $\Delta P_{ред} = 20$ мм вод. ст.	При $\Delta P_{ред} = 40$ мм вод. ст.			
$n = 1600$ об/мин.						
90	1000	0,93	0,93	1,27	16	Смесит. — элемент. Регулировка — мощностная. $\alpha_{ид}$ и °/о увел. расхода по опытным данным (фиг. 1). При 100% нагрузке и $\Delta P_{ред} = 40$ мм вод. ст.; двигатель начинает работать неустойчиво, вследствие переобеднения смеси.
70	785	0,932	0,935	1,25	15	
50	560	0,936	0,945	1,24	9,5	
30	340	0,950	0,972	1,14	0,5	
20	220	0,965	1,01	1,05	—	
10	100	1,03	1,185	0,89	—	
$n = 1000$ об/мин.						
90	410	0,915	0,915	1,18	12	Смеситель — элементарный. Регулировка мощностная, $\alpha_{ид}$ и °/о увел. расхода — приближенные — интерполированные по данным фиг. 1. Работа двигателя станов. неустойч. при 200% нагрузке. ( $\Delta P_{ред} = 40$ мм вод. ст.) и 100% нагр. ( $\Delta P_{ред} = 20$ мм вод. ст.). Двигатель совершенно не может работать при 100% нагрузке и $\Delta P_{ред} = 40$ мм вод. ст. вследствие переобеднения смеси.
70	310	0,921	0,931	1,17	13—12	
50	220	0,934	0,960	1,15	13—12	
30	130	0,970	1,043	1,09	5—0	
20	90	1,04	1,3	1,01	0—10	
10	45	1,28	2,45	0,88	—	

Весьма ощутительно влияет второй недостаток нагрузочной характеристики — неэкономичная работа при неполных нагрузках, вызывающая перерасход топлива в 10—15% на значительном диапазоне эксплуатационных режимов.

Недостаток внешней характеристики элементарного смесителя — обеднение смеси вместо некоторого обогащения на малых оборотах — менее ощутителен, так как сказывается лишь на небольшом участке внешней характеристики двигателя, где вызывает отклонение мощности от оптимальной на 1,5—2%<sup>1</sup>.

Остальные недостатки: сдвиг нагрузочных характеристик в сторону бедных смесей при уменьшении оборотов и отклонение коэффициента избытка воздуха вследствие неравномерности — имеют сравнительно меньшее значение и лишь дополняют действия приведенных трех. Им будет уделено место в конце, основное же внимание сконцентрируем на трех основных недостатках.

### Сопоставление характеристик элементарных карбюратора и смесителя

Некоторые пути и способы улучшения характеристик смесителя может указать карбюрация, так как характеристики элементарного карбюратора и смесителя по своему характеру весьма сходны между собой.

<sup>1</sup> Следует заметить, что эта цифра, полученная при расчете по разрежению в диффузоре карбюратора М-1, может значительно возрасти в случае применения при работе на газе диффузора с увеличенным диаметром горловины (т. е. при меньших  $\Delta P_{диф}$ ).

Характер протекания коэффициента избытка воздуха элементарного карбюратора как по нагрузке, так и по оборотам идентичен таковому для элементарного смесителя и точно так же не соответствует идеальному. Однако отклонения характеристик элементарного смесителя от идеальных и соответствующие влияния на работу двигателя, будучи по характеру идентичными таковым для элементарного карбюратора по величине своего проявления, отличаются от последних.

В элементарном смесителе обеднение смеси как по нагрузке так и по оборотам происходит благодаря  $\Delta P_{ред}$ :

$$\left( \alpha = A \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} \right);$$

в элементарном карбюраторе имеет место точно такое же явление, но по другой причине — вследствие изменения коэффициента протекания топлива через жиклер  $\left( \alpha \approx A' \frac{1}{\psi_T} \right)$ .

Отклонения характеристик элементарного смесителя от идеальных влияют на работу двигателя меньше, чем отклонения характеристик элементарного карбюратора, по двум причинам:

1. Величина отклонения  $\alpha$  у элементарного смесителя от идеального меньше, чем у карбюратора, так как вызывающая это отклонение в смесителе величина

$$\sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}}$$

меняется по мере изменения  $\Delta P_{диф}$  значительно менее, чем  $\frac{1}{\psi_T}$ , вызывающая это отклонение в элементарном карбюраторе;

2. Влияние отклонения  $\alpha$  от идеального в элементарном смесителе на мощность и экономику двигателя меньше, чем для элементарного карбюратора, вследствие более плавного протекания  $N_e = f(\alpha)$  и  $g_e = f(\alpha)$  для газообразного топлива.

Однако, несмотря на количественное различие в характеристиках элементарного карбюратора и смесителя и их влияний на работу двигателя, качественное сходство оставляет в силе наше замечание о том, что некоторые методы улучшения характеристик, применяющиеся в карбюрации, могут с успехом применяться и для смесителей, как это будет показано далее.

### Улучшение нагрузочной характеристики

При рассмотрении конкретных способов улучшения нагрузочной и внешней характеристик элементарного смесителя мы до определенного параграфа будем пренебрегать сдвигом кривых нагрузочной характеристики по оборотам, т. е. как идеальную, так и исследуемую характеристику будем рассматривать лишь для какого-нибудь одного числа оборотов.

Кроме того, временно пренебрежем неравномерностью — примем ее равной 0. В специальном параграфе вопрос о влиянии неравномерности будет рассмотрен особо.

Улучшение холостого хода и запуска. Смеситель с обратным клапаном и каналом холостого хода. Огромное большинство современных смесительных устройств для газобаллонных автомобилей в целях борьбы с коренным недостатком простейшего смесителя в области холостого хода (см. выше) снабжено приспособлением для холостого хода и запуска, принципиальная схема которого изображена на фиг. 7.

Это приспособление состоит из обводного канала, по которому газовоздушная смесь поступает на холостом ходу и при запуске поверх закрытой дроссельной заслонки и из легкого обратного клапана, перекрывающего при этом основной вход газа.

Истечение газа из форсунки смесителя происходит под влиянием разности разрежений в диффузоре и на выходе из редуцирующей системы. Когда разрежение в диффузоре приблизится к разрежению за редуцирующей системой (при значительном уменьшении нагрузки) — дроссельная заслонка близка к закрытию — обратный клапан закрывается и газ идет по каналу холостого хода вверх дроссельной заслонки. Назначением обратного клапана является недопущение при этом попадания воздуха в канал газа холостого хода. Если бы обратный клапан отсутствовал, через канал холостого хода поступал бы воздух, проходящий через газовую форсунку, и в редуцирующую систему не передавалось бы через этот канал разрежение, образующееся на холостом ходу вверх дроссельной заслонки.

Таким образом обеспечивается необходимый расход газа как на средних и больших нагрузках, когда разрежение в диффузоре большое и газ идет через центральную форсунку, так и на холостом ходу, когда газ идет по каналу холостого хода.

Затруднения возникают однако на режимах, лежащих между холостым ходом и средними нагрузками, т. е. на малых нагрузках и при переходах от холостого хода к средним оборотам, в тот момент, когда дроссельная заслонка немного приоткрывается, но разрежение в диффузоре еще недостаточно для открытия обратного клапана.

Для выяснения причин этих затруднений разберем характер протекания  $\alpha$  на участке „холостой ход — малые нагрузки“.

Очевидно, что на участке нагрузок, где обратным клапаном перекрыт основной вход газа, закон протекания  $\alpha$  не подчиняется уравнению (2).

На этом участке действительны следующие уравнения, определяющие коэффициент избытка воздуха:

$$\begin{aligned} G_8 &= f'_8 \cdot \psi'_8 \sqrt{2g \frac{\Delta P_3}{\gamma_8}}, \\ G_2 &= f'_2 \cdot \psi'_2 \sqrt{2g \frac{\Delta P_3 - \Delta P_{ред}}{\gamma_2}}, \\ \alpha' &= A' \cdot \frac{f'_8}{f'_2} \sqrt{\frac{\Delta P_3}{\Delta P_3 - \Delta P_{ред}} (10^4 - \Delta P_{ред})}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\alpha'$  — коэффициент избытка воздуха на рассматриваемом участке до момента открытия обратного клапана,

$f'_8$  — проходное сечение для воздуха (сечение дроссельной заслонки) на рассматриваемом участке,

$f'_2$  — проходное сечение для газа (сечение канала холостого хода).

Анализируя формулу (3), обнаруживаем следующие явления: по мере увеличения открытия дроссельной заслонки относительно положения холостого хода „х“ (фиг. 7) разрежение над дроссельной заслонкой —  $\Delta P_3$  — уменьшается. Разность разрежений, под влиянием которой поступает газ —  $\Delta P_3 - \Delta P_{ред}$  — уменьшается очевидно более резко, чем  $\Delta P_3$ , под влиянием которого поступает воздух — следовательно по мере открытия дроссельной заслонки  $\alpha$  увеличивается.

Кроме того, по мере изменения положения дроссельной заслонки в пределах рассматриваемого участка нагрузок, отношение проходных сечений воздуха и газа также не остается постоянным.

В то время как проходное сечение для газа (сечение канала холостого хода) остается неизменным (см. фиг. 7), сечение для воздуха —  $f'_8$  — вокруг дроссельной заслонки резко возрастает; соответственно увеличивается  $\alpha$ .

Таким образом, анализ явлений, происходящих в описываемом смесителе, и формулы (3), отражающей эти явления, показывает, что по мере увеличения открытия дроссельной заслонки от положения холостого хода имеет место резкое увеличение  $\alpha$ , показанное на фиг. 7 и вызванное двумя факторами:

1) уменьшением разности разрежений, под влиянием которой поступает газ холостого хода;

2) увеличением проходного сечения для воздуха холостого хода при неизменном сечении для газа.

Обеднение смеси достигает своего максимума к моменту открытия обратного клапана (точка А на фиг. 7). В том случае если максимальное значение  $\alpha$  достаточно велико, двигатель начинает работать крайне неровно, неустойчиво и глохнет. Это и есть „провал“ или „Loch“ при переходе от холостого хода к средним оборотам.

Следует обратить внимание на следующее обстоятельство: для того чтобы получился „провал“, не обязательно, чтобы  $\alpha$  вышел за пределы воспламеняемости. Так, например, предел воспламеняемости светильного газа в сторону бедных смесей весьма велик. Как показывают данные Rixmann, он достигает  $\alpha = 4$ . Однако на практике неоднократно приходилось наблюдать явление провала у двигателей, работающих на светильном газе, в то время как  $\alpha$  по всем данным не мог достигнуть предела воспламеняемости.

Это явление объясняется тем, что при больших  $\alpha$ , хотя и не достигших предела воспламеняемости, отдача мощности двигателем сильно падает (см. фиг. 1) и таким образом может оказаться, что двигатель не в состоянии с этим  $\alpha$  преодолеть создавшуюся нагрузку. Иначе говоря, двигатель глохнет от перегрузки, получившейся вследствие обеднения смеси.

Величина описанного обеднения смеси в значительной мере зависит от величины разрежения за редуцирующей системой.

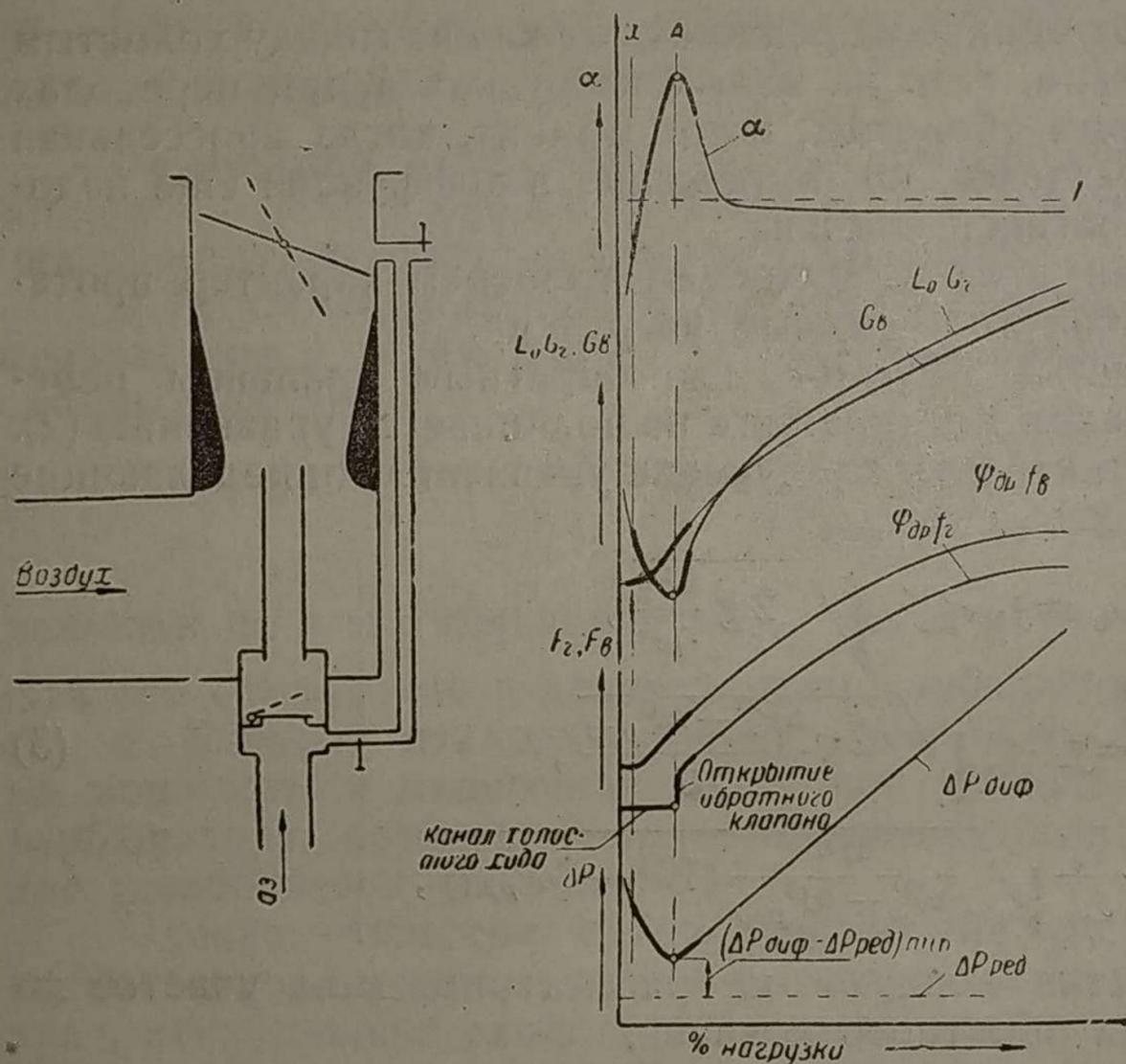
Это явствует, во-первых, из простейшего анализа формулы (3).

Чем меньше  $\Delta P_{ред}$ , тем больше критическая  $(\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред})_{min}$  в точке А, тем меньше обеднение смеси. Еще сильнее сказывается влияние величины разрежения за редуцирующей системой вследствие того, что от этой величины зависит размер участка, на котором происходит обеднение. Этот участок, как указывалось, заключается между положением холостого хода и положением, соответствующим моменту открытия обратного клапана. Обратный клапан удерживается в закрытом положении помимо собственного небольшого веса разностью разрежений над ним и под ним:  $-\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}$ . Таким образом, обратный клапан начинает открываться тогда, когда разрежение в диффузоре начинает превосходить разрежение за редуцирующей системой.

Очевидно, что чем меньше разрежение за редуцирующей системой, тем раньше (при меньшем  $\Delta P_{диф}$ ) откроется обратный клапан и прекратится обеднение смеси.

В свете описанных явлений становится понятным нередко наблюдающееся на практике резкое ухудшение устойчивости работы двигателя на определенном участке малых нагрузок при увеличении разрежения за редуцирующей системой всего лишь на 5 ÷ 10 мм вод. ст.

Иногда можно наблюдать следующее явление. Газобалонный автомо-



Фиг. 7. Смеситель с обратным клапаном и каналом холостого хода: X — холостой ход, А — критическая точка в отношении „провала“, соответствующая  $(\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред})_{min}$ .

биль, оборудованный смесителем по схеме фиг. 7, подъехавший для заправки газом на газонаполнительную станцию и прекрасно работавший на всех режимах, в том числе и при переходе от холостого хода к средним оборотам, после заправки долго не удается перевести от режима холостого хода на средние обороты. Ясно, что причиной этого явления служит повышение разрежения за редуцирующей системой вследствие увеличения давления газа в баллонах (т. е. вследствие неравномерности редуцирующей системы).

Таким образом наиболее действенным средством улучшения работы описанного смесительного устройства с обратным клапаном и каналом холостого хода является уменьшение разрежения на выходе из редуцирующей системы и неравномерности. Другим средством является сужение диффузора для увеличения  $\Delta P_{\text{диф}}$ , однако это связано с ухудшением наполнения и потому нежелательно.

Практически в целях уменьшения обеднения смеси в критической точке А в том случае, если разрежение за редуцирующей системой достигает значительной величины, а диаметр диффузора достаточно велик, часто применяется переобогащение сверх потребного смеси холостого хода в точке Х.

Этот способ имеет однако следующие недостатки:

1. Холостой ход становится „жестким“, неровным.

2. На холостом ходу имеет место значительный, в несколько раз увеличенный расход газа. По данным профессора Клименко и инж. Тупицина [2] автобусы расходуют на остановках около 15% количества топлива, расходуемого при движении. Если учесть дополнительные остановки у светофоров и т. д., то можно прийти к выводу, что расход газа на холостом ходу ощутительно отражается на общем расходе горючего, особенно в условиях городского движения.

3. Переходы от малых оборотов к большим, а также работа на мало открытом дросселе остаются все же не вполне удовлетворительными.

Следует указать, что отсутствие возможности плавно и надежно (в каждом случае) перевести двигатель с малых оборотов на большие затрудняет работу водителя и вызывает дополнительный перерасход топлива.

4. Переобогащенная смесь холостого хода создает нечистый выхлоп. Выхлопные газы приобретают отравляющие свойства.

Резюмируя исследование распространенного смесителя с обратным клапаном и каналом холостого хода, можно установить, что нагрузочная характеристика этого смесителя на рассматриваемом участке „холостой ход — малые нагрузки“ не соответствует идеальной. Применение указанного приспособления исправило недостаток элементарного смесителя лишь на участке запуска и холостого хода, участок же малых нагрузок и перехода к средним попрежнему не обеспечен требуемым протеканием коэффициента избытка воздуха, что особенно сильно сказывается при больших разрежениях за редуцирующей системой и большой неравномерности. На этом участке наблюдается специфическое явление „провала“, о котором было упомянуто выше. Что касается остальных участков нагрузочной характеристики, а также внешней характеристики смесителя, то они остаются такими же, как у элементарного смесителя, т. е. неудовлетворительными.

Таким образом выясняется, что эта общепринятая конструкция смесителя далеко не удовлетворяет предъявляемым требованиям.

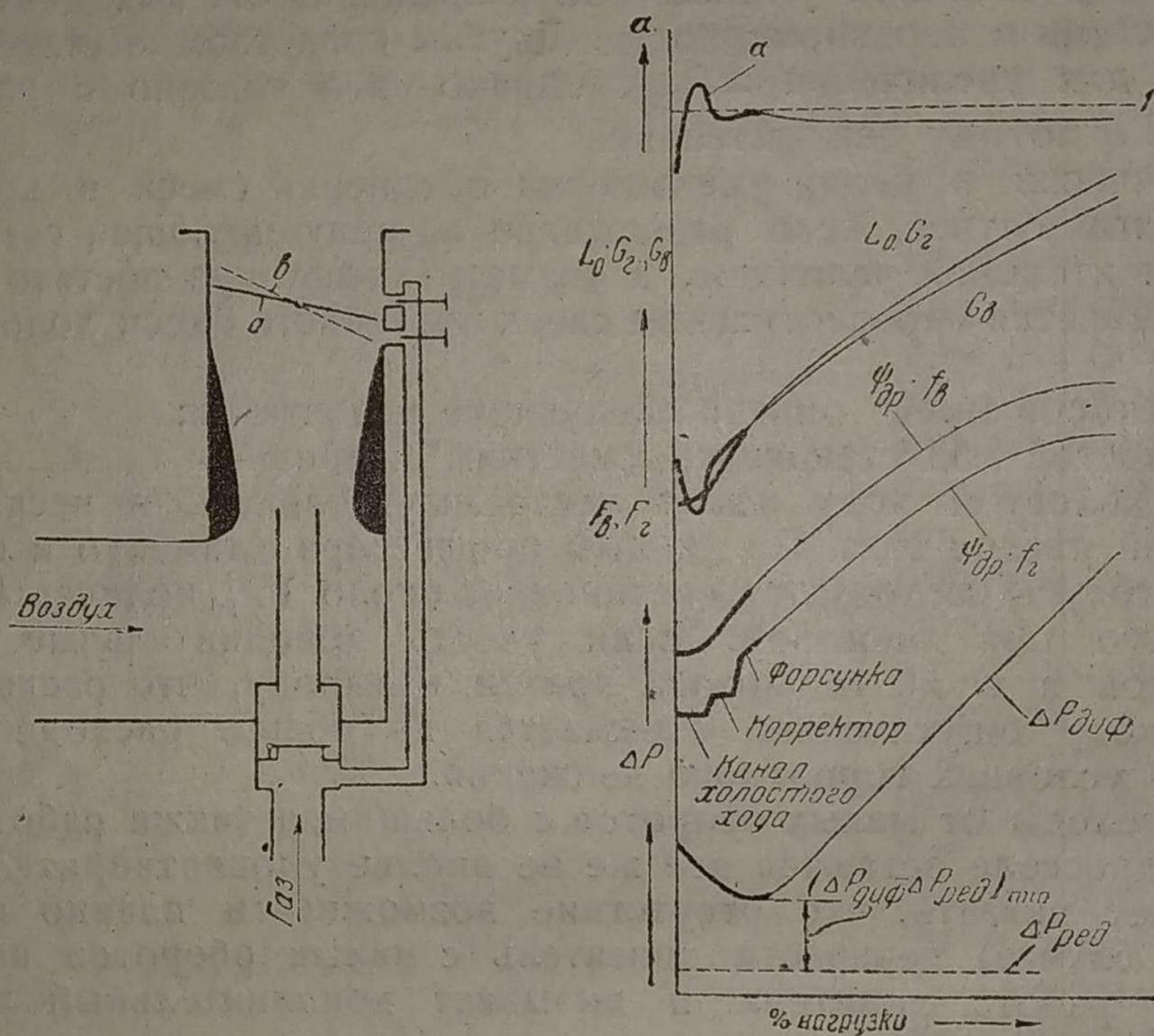
Смеситель с корректором переходов. Для устранения „провала“ при переходе от холостого хода к средним оборотам нами применен „корректор переходов“. Смеситель с корректором переходов изображен на фиг. 8.

От описанного перед этим обычного смесителя с обратным клапаном он отличается дополнительным сверлением, соединяющим канал холостого хода с полостью непосредственно под закрытой дроссельной заслонкой.

Указанное сверление названо нами<sup>1</sup> „корректором переходов“, ввиду того что основным его назначением является корректирование состава смеси при переходе от холостого хода к средним оборотам.

Действие корректора переходов заключается в следующем.

На холостом ходу двигателя через сверление корректора поступает воздух холостого хода (положение *a* на фиг. 8); когда же дроссельная заслонка несколько приоткроется, т. е. в момент наиболее опасный в отношении „провала“, выходное отверстие сверления попадает в зону наибольшего разрежения и через него начинает поступать вместо воздуха газ (положение *b* на фиг. 8). Таким образом поддерживается нормальная



Фиг. 8. Применение корректора переходов.

смесь на всем диапазоне малых нагрузок, в том числе и при наиболее опасном положении перехода к средним нагрузкам, и отпадает надобность в обогащении смеси холостого хода.

Выражение для коэффициента избытка воздуха при малых нагрузках (до момента поступления газа из форсунки) приобретает здесь вид:

$$\alpha'' = A'' \frac{f_8''}{f_2''} \sqrt{\frac{\Delta P_3}{\Delta P_3' - \Delta P_{ред}} (10^4 - \Delta P_{ред})}. \quad (4)$$

Здесь уже (в отличие от  $\alpha'$  смесителя с обратным клапаном без корректора) переменным является также проходное сечение для газа —  $f_2''$ : — при открытии заслонки оно увеличивается и тем самым компенсирует увеличение  $f_8''$ .

Непостоянным остается также  $\Delta P_3'$  — разрежение у дроссельной заслонки, под влиянием которого поступает газ. При открытии дроссельной заслонки, когда сверление корректора попадает в зону наибольшего разрежения, это разрежение увеличивается, что также компенсирует увеличение  $\alpha$ , описанное в предыдущем параграфе. Таким образом возможность „провала“ устраняется.

Описанные явления отображены соответствующими кривыми фиг. 8.

<sup>1</sup> Корректор переходов впервые применен нами в 1938 г. и описан в отчете НАТИ, „Отчет об испытании газобалонного автомобиля и двигателя ГАЗ-А на естественном газе Приазовья“.

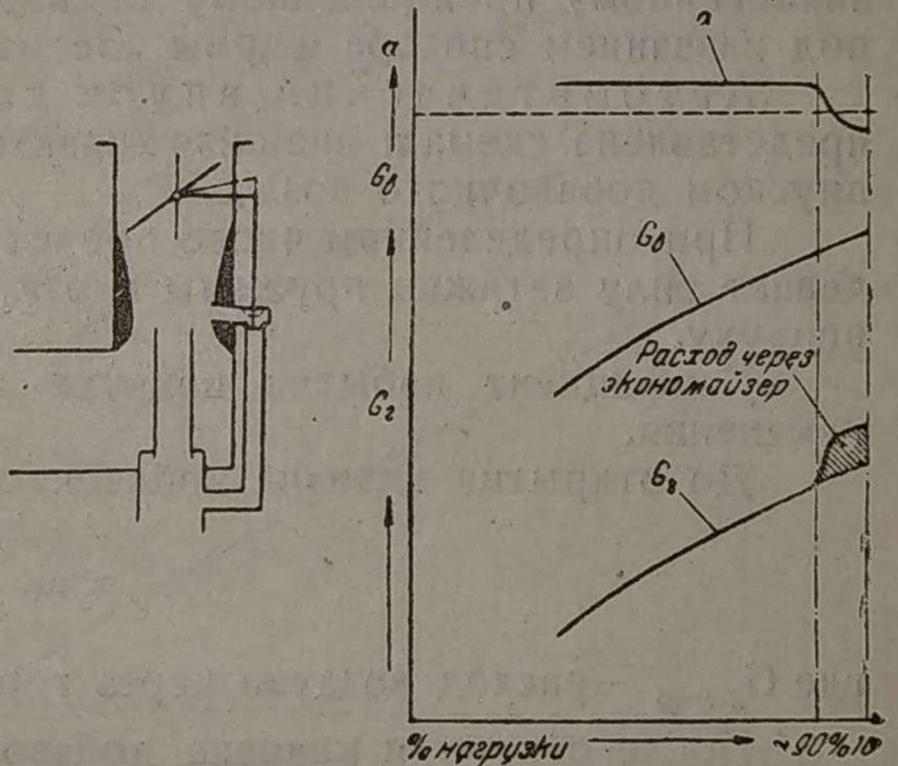
Протекание  $\alpha$  на рассматриваемом диапазоне холостого хода и малых нагрузок приближается к идеальному.

Таким образом смеситель с обратным клапаном и корректором переходов удовлетворительно разрешает задачу улучшения характеристики элементарного смесителя на холостом ходу и при малых нагрузках при помощи весьма простых и надежных конструктивных средств.

Некоторым недостатком этого способа является неполная непрерывность действия, наличие некоторого скачкообразного изменения при включении корректора. Вследствие этого протекание  $\alpha$  не на своем участке одинаково близко лежит к идеальному — имеет место все же некоторое обеднение смеси вблизи критического положения.

Вследствие этого не вполне плавного характера работы корректора переходов требуется тщательный подбор взаимоположения дроссельной заслонки и сверления.

Устранение второго недостатка элементарного смесителя. Экономайзер. Применение корректора переходов в совокупности с обратным клапаном и каналом холостого хода устраняет недостаток нагрузочной характеристики на участке „холостой ход — малые нагрузки“. Однако другой участок нагрузочной характеристики — средние и полная нагрузки — сохраняют второй недостаток элементарного смесителя — коэффициент избытка воздуха остается при этих нагрузках примерно постоянным и, таким образом, в том случае если это  $\alpha_{ge\ min}$ , то при полной нагрузке двигатель не отдает полной мощности, возможной при  $\alpha_{Ne\ max}$  или же, если это —  $\alpha_{Ne\ max}$ , — двигатель на средних нагрузках работает неэкономично.



Фиг. 9. Применение экономайзера.

Наиболее простым и действительным средством устранения этого недостатка является применение экономайзера, подобного применяемому в бензиновых карбюраторах.

На фиг. 9 приведена принципиальная схема смесителя с экономайзером и его нагрузочная характеристика.

Потребное уменьшение  $\alpha$  на режимах, близких к полной нагрузке, достигается включением добавочного ввода газа, осуществляемого посредством механической связи клапана экономайзера с дроссельной заслонкой.

Введение экономайзера соответствует применению менее выгодной разновидности комбинированного регулирования, описанной ранее и соответствующей кривым  $c$  на фиг. 2. При этом характеристика смесителя достаточно приближается к идеальной лишь на участке нагрузок 100—40%. При меньших нагрузках (до начала действия приспособления для холостого хода) имеет место несколько ухудшенная экономика по сравнению с идеальной (кривые  $c$  фиг. 2). Однако учитывая, что участок нагрузок, для которого экономайзер создает  $\alpha$ , близкие к идеальным, является, во первых, наиболее часто применяемым в эксплуатации и, во вторых, потребляющим наибольшие по абсолютной величине расходы топлива, можно признать действие экономайзера вполне удовлетворительным.

### Улучшение внешней характеристики

Перейдем к исследованию возможностей улучшения внешней характеристики смесителя.

Все разобранные выше изменения в схеме элементарного смесителя имели целью лишь улучшить его нагрузочную характеристику; внешняя же характеристика всех разобранных смесителей идентична внешней характеристике элементарного смесителя.

Таким образом здесь предстоит разобрать возможности устранения третьего основного недостатка элементарного смесителя — обеднения смеси при уменьшении оборотов на полной нагрузке вместо некоторого обогащения, потребного двигателю.

Пути к устранению этого недостатка элементарного смесителя указывает карбюрация, ибо, как приводилось выше, характеристики элементарного смесителя и элементарного карбюратора сходны по характеру.

Могут быть с некоторыми изменениями использованы следующие мероприятия, применяющиеся к карбюрации:

а) впуск добавочного воздуха (аналогично способу Креббса в карбюрации);

б) дозировка газа двумя отверстиями (в том числе по способу, аналогичному предложенному для карбюратора инж. Бевери и известному под названием способа фирмы „Зенит“).

Автоматический впуск добавочного воздуха. На фиг. 10 представлена схема и внешняя характеристика смесителя с автоматическим впуском добавочного воздуха.

При определенном числе оборотов разрежение в диффузоре преодолевает силу затяжки пружины и открывает вход в диффузор добавочному воздуху.

Коэффициент избытка воздуха при этом претерпевает следующие изменения.

До открытия клапана добавочного воздуха

$$\alpha_1 = \frac{G_{в.диф}}{L_0 \cdot G_2},$$

где  $G_{в.диф}$  — расход воздуха через горловину диффузора.

После открытия клапана добавочного воздуха:

$$\alpha_2 = \frac{G_{в.диф} + G_{в.кл}}{L_0 \cdot G_2},$$

где  $G_{в.кл}$  — расход воздуха через добавочный клапан.

Если объединить протекание коэффициента воздуха по всей внешней характеристике в один закон, то получим (приближенно)

$$\alpha \approx A f_{возд} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} \cdot (10^4 - \Delta P_{ред}), \quad (5)$$

где  $f_{возд}$  — общее проходное сечение для воздуха, включающее проходное сечение горловины и добавочного клапана.

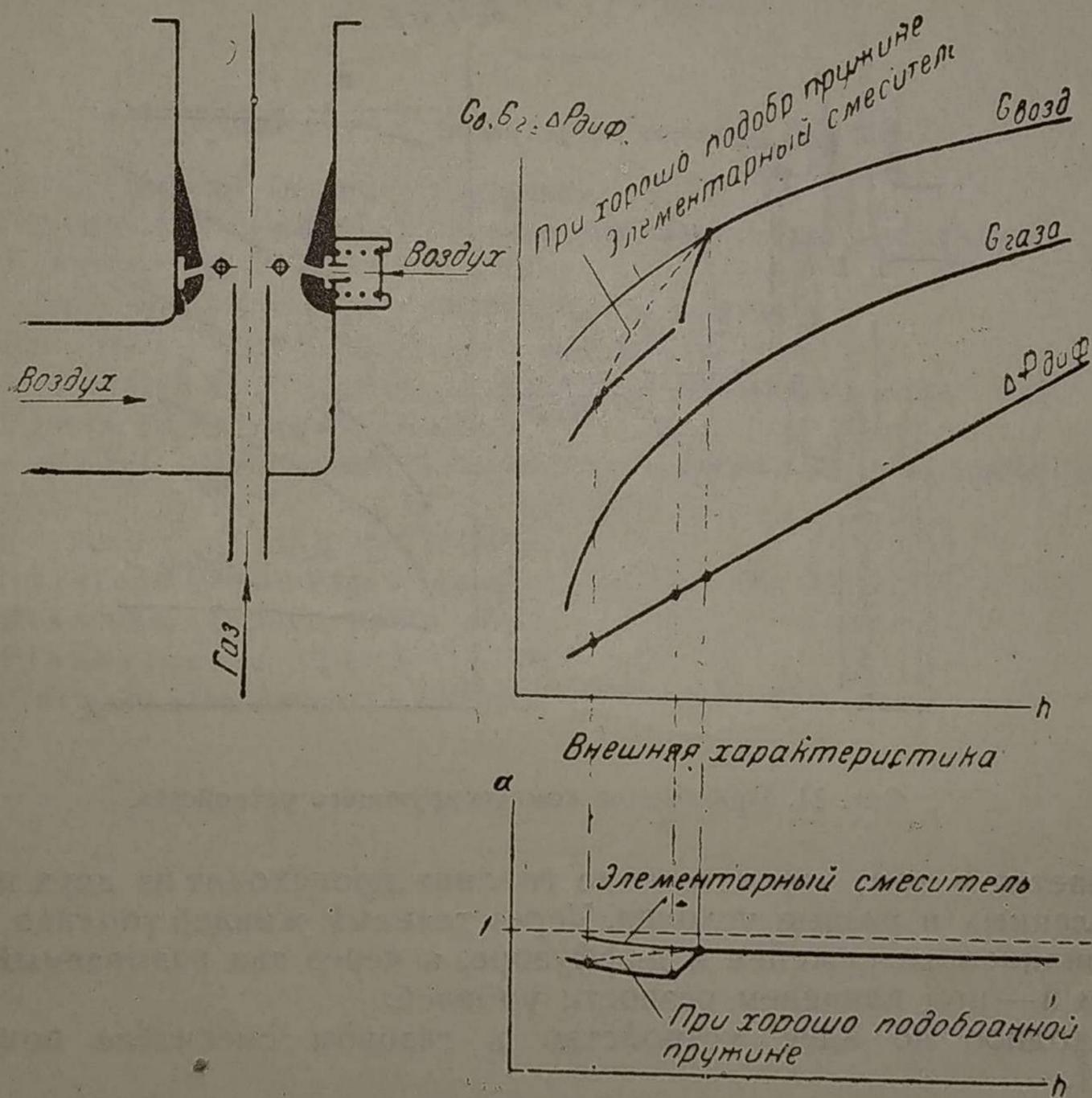
Таким образом  $f_{возд} \neq \text{const.}$

Рассмотрение формулы (5), а также соответствующих кривых фиг. 10 показывает, что применение автоматического добавочного клапана обеспечивает протекание внешней характеристики смесителя, близкое к идеальному.

Регулировка смесителя подбирается из условия обеспечения достаточно богатой смеси на малых оборотах двигателя при полной нагрузке. Некоторое обеднение при переходе к большим оборотам обеспечивается клапаном добавочного воздуха.

Недостатком настоящего приспособления является отсутствие непрерывности действия. Клапан добавочного воздуха действует на коротком участке внешней характеристики и лишь переводит внешнюю характеристику смесителя с одной кривой на другую. После того как клапан полностью закрылся или открылся, протекание характеристики адекватно таковому в элементарном смесителе.

Важно заметить, что этот недостаток значительно менее сильно ощущается в газовом смесителе, чем в карбюраторе. Во-первых, потому, что в элементарном карбюраторе отклонение  $\alpha$  при больших оборотах сохраняет значительную величину, а в элементарном смесителе, как было показано ранее, отклонение  $\alpha$  значительно уменьшается при увеличении оборотов. Это происходит потому, что в карбюраторе увеличение величины  $\frac{1}{\psi_m}$  протекает примерно равномерно при изменении числа оборотов двигателя, в элементарном же смесителе отклонение величины  $\sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}}{\Delta P_{\text{диф}}}}$  при обычных значениях  $\Delta P_{\text{ред}}$  резко уменьшается при увеличении числа оборотов.



Фиг. 10. Применение автоматического клапана добавочного воздуха.

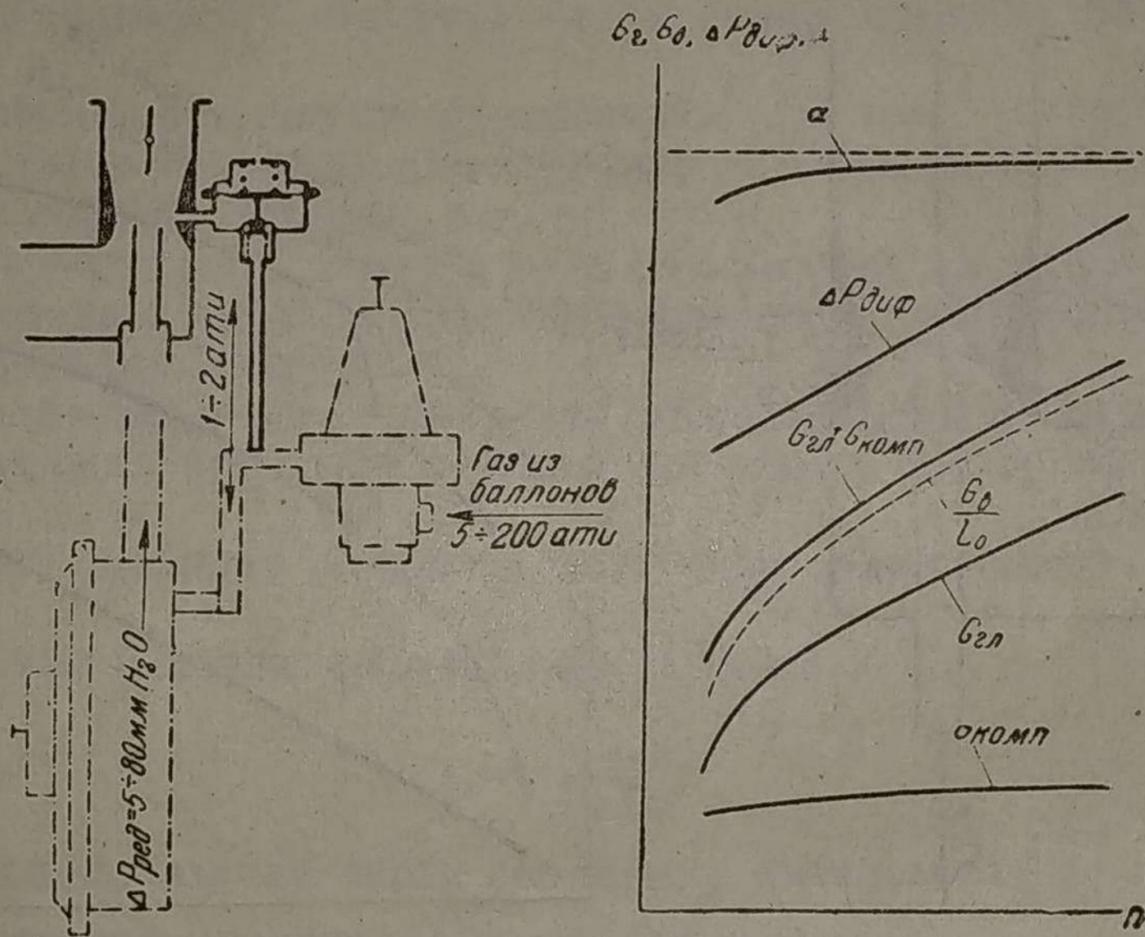
Второй причиной менее сильного влияния указанного недостатка клапана добавочного воздуха в газовом смесителе является упомянутое ранее более плавное протекание мощности и расхода по  $\alpha$  на газе, чем на бензине, показанное на фиг. 1. Благодаря этому отклонению  $\alpha$  от оптимальной величины на том участке, где клапан добавочного воздуха не работает (закрит или полностью открыт), при работе на газе менее ощутительно сказывается на мощности и расходе, чем это имеет место при работе на бензине.

На основании сказанного можно прийти к выводу, что описанный способ применения автоматического клапана впуска добавочного воздуха является вполне удовлетворительным средством улучшения внешней характеристики смесителя. Подбором соответствующей пружины и регулировки можно внешнюю характеристику вполне достаточно приблизить к идеальной, как это показано на фиг. 10. Важным практическим преимуществом подобного способа является простота и надежность устройства. В дальнейшем будет упомянуто также о положительном вли-

янии автоматического клапана добавочного воздуха на нагрузочную характеристику смесителя.

Вместо автоматического впуска добавочного воздуха с тем же успехом может быть осуществлен автоматический впуск добавочного газа, с той разницей, что при этом клапан добавочного впуска должен перекрываться разрежением определенной величины. Вместо увеличения количества воздуха на больших оборотах здесь будет иметь место увеличение количества газа на малых оборотах. Все характеристики останутся теми же.

Дозировка газа двумя отверстиями. Смеситель с компенсирующим устройством. Другой разновидностью метода корректирования внешней характеристики смесителя посредством дозировки газа двумя отверстиями является способ, сходный с применяющимся в карбюрации способом фирмы „Зенит“, сущность которого, как известно,



Фиг. 11. Применение компенсирующего устройства.

заключается в том, что истечение топлива происходит из двух жиклеров, поставленных в разные условия. Через главный жиклер топливо вытекает под влиянием разрежения в диффузоре, а через так называемый компенсаторный — под влиянием разности уровней.

Сходное по идее устройство в газовом смесителе показано на фиг. 11.

Наличие газообразного топлива вместо жидкого заставляет применять отличное от имеющего место в карбюраторе конструктивное оформление идеи.

Принцип устройства заключается в следующем:

Из первой ступени редуцирующей системы из редуктора высокого давления — газ давлением, допустим, 1—2 *ати*, ответвляется к компенсационному устройству, представляющему собой, по существу, небольшой добавочный газовый редуктор, снижающий и выравнивающий давление газа до величины, допустим, 0,5 *ати*. Под таким давлением газ поступает через проходное сечение (жиклер) компенсатора в диффузор карбюратора.

Закон протекания  $\alpha$  складывается на основании следующих законов расхода воздуха и газа:

$$\alpha = \frac{G_g}{L_0 \cdot G_2}; \quad G_g = k \sqrt{\Delta P_{\text{диф}}}; \quad G_2 = G_{\text{гл}} + G_{\text{комп}},$$

$$G_{\text{гл}} = k_1 \sqrt{(\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}) (10^4 - \Delta P_{\text{ред}})},$$

$$G_{\text{комп}} = k_2 \sqrt{P_{\text{комп}} + \Delta P_{\text{диф}}}$$

Соответствующие кривые и внешняя характеристика показаны на фиг. 11.

Подбором сечений для главного и компенсаторного газа (т. е. подбором соответствующих  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$ ) можно получить идеальный закон плавного протекания  $\alpha$  по внешней характеристике.<sup>1</sup>

Таким образом описываемый способ вполне оправдывает свое назначение при условии, однако, определенного соответствия между  $P_{комп}$  и  $\Delta f_{ред}$ .

Относительным недостатком настоящей конструкции является некоторая ее сложность, а также сложность подбора регулировки. Однако, как будет показано далее, настоящая конструкция обладает также рядом дополнительных весьма ценных качеств, заставляющих считать ее достойной практической проверки.

(Окончание следует).

#### Литература, на которую имеются ссылки

1. Пай, Двигатели внутреннего сгорания, т. I, 1940 г.
2. Клименко и Тупицын, Техническая эксплуатация автомобилей.
3. Туровский, „Мотор“ № 4, 1938 г.
4. Карпов и Фокин, Газогенераторные автомобили.
5. Ошеров, „Автотракторное дело“ № 2, 1938 г.
6. Кирсанов Б. И., Карбюраторы. „Автотракторный справочник“, т. I.
7. Каменев, Смещение потоков.
8. Генкин, Исследования аппаратуры. „Сборник научных работ коллектива НАТИ“, 1938 г.
9. Rixmann, „Z. VDI“, 1937 г., № 47.
10. Burstoll, „Proceedings of the IAE“, vol. XIX, XXI, XXII
11. Rixmann, „Z. VDI“, 1936 г., № 21.
12. Finkbeiner „Z. VDI“, 1935 г., № 7.
13. Gerson, „The Automobile Engineer“, 1938 г., № 376/2

<sup>1</sup> Зависимость состава смеси от расходов газа через главный и компенсаторный входы может быть аналитически более ясно выражена, если вместо  $\alpha$  рассмотреть обратную величину  $m = \frac{1}{\alpha}$  — коэффициент использования воздуха

$$m = \frac{L_0 G_2}{G_8} = \frac{L_0 (G_{2л} + G_{комп})}{G_8} \approx \frac{L_0 k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} + L_0 k_2 \sqrt{P_{ком} + \Delta P_{диф}}}{k \sqrt{\Delta P_{диф}}}$$

$$m = k' \sqrt{1 - \frac{\Delta P_{ред}}{\Delta P_{диф}}} + k'' \sqrt{1 + \frac{P_{ком}}{\Delta P_{диф}}}$$

$$m = m_1 + m_2$$

*Инж. С. Г. Коссов*  
*старший научный сотрудник*

## ВЛИЯНИЕ ПРИСАДКИ ВОДЫ В АНТРАЦИТОВЫЙ ГАЗОГЕНЕРАТОР НА ТЕПЛОТВОРНУЮ СПОСОБНОСТЬ РАБОЧЕЙ СМЕСИ И МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

В статье, на основе результатов проведенных испытаний, дан анализ причин, вызывающих повышение мощности газового двигателя, работающего на антраците в случае присадки воды в газогенератор в количестве 25—45% от расхода топлива.

В государственных испытаниях газогенераторных автомобилей, работающих на антраците, участвовали автомобили ГАЗ с газогенераторными установками НАТИ Г21А, Ростовского машиностроительного института АГ-РМИ-12 и Ленинградского электротехнического института УА-8, а также автомобили ЗИС с установками НАТИ Г23-А и Ростовского машиностроительного института АГ-РМИ-13.

Все перечисленные установки могут быть по типу газогенераторов разбиты на две группы: установки НАТИ с газогенераторами горизонтального процесса без присадки воды и установки Ростовского машиностроительного института (РМИ) и Ленинградского электротехнического института (ЛЭТИ) с газогенераторами прямого процесса и с присадкой воды.

Количество прибавляемой воды составляет в установках РМИ 40—45% от веса топлива и в установке ЛЭТИ около 25%.

В соответствии с методикой испытаний, для выяснения влияния типа газогенераторной установки на мощность двигателя, все установки, предназначенные для автомобилей ГАЗ, были последовательно испытаны в лаборатории с одним и тем же двигателем М-1, приспособленным для работы на газе (ГАЗ-42). Точно так же установки для автомобилей ЗИС были испытаны с одним газовым двигателем типа ЗИС-21.

Двигатель ГАЗ имел степень сжатия  $\epsilon = 6,4$ , что соответствует стандарту выпускаемых Горьковским автозаводом газовых двигателей ГАЗ-42.

Двигатель ЗИС-21, рассчитанный на степень сжатия 7,0, имел при проверке значительно меньшую степень сжатия во всех цилиндрах и в среднем 5,92, что естественно привело к дополнительным потерям мощности. Для устранения этого недочета и внесения поправки и значения мощностей, полученных замером, произведен пересчет на основании данных лаборатории газовых двигателей НАТИ, по которым при изменении степени сжатия на одну единицу среднее эффективное давление изменяется на 0,22 кг/см<sup>2</sup>.

Внешние характеристики для двигателя ГАЗ-42, снятые при испытаниях в лаборатории и приведенные к одинаковым внешним условиям, представлены на фиг. 1, а для двигателя ЗИС-21 с поправкой на степень сжатия на фиг. 2.

Значения мощностей, полученных для двигателя ГАЗ-42 при 2400 об/мин, являющихся максимальными для данного двигателя и для двигателя ЗИС-21 при 2000 об/мин., соответствующих по внешним характеристикам максимальной мощности для обеих установок, представлены в следующей таблице.

## Мощность двигателей ГАЗ-42 и ЗИС-21 при работе с разными газогенераторными установками

Тип двигателя	ГАЗ-42 при $n = 2400$ об/мин.			ЗИС-21 при $n = 2000$ об/мин. и $\epsilon = 7,0$	
	Тип газогенераторной установки	НАТИ Г21-А	АГ-РМИ-12	УА-8	НАТИ Г23-А
Мощность двигателя л. с. .	26,0	33,6	31,9	35,2	39,6
Разрежение во всасывающ- ем коллекторе мм рт. ст.	80	30	42	70	61

При проведении лабораторных испытаний из всех газогенераторов отбирались пробы газа при разных нагрузках двигателя. Результаты анализа пробы, взятых при 2000 об/мин и полных нагрузках, соответствующих этому числу оборотов, приведены в табл. 2.

При подсчетах значений таблицы 2 использованы следующие формулы:

Для низшей теплотворной способности газа

$$H_u = 30,45 \text{ CO} + 25,8 \text{ H}_2 + 85,5 \text{ CH}_4 \text{ кал/м}^3,$$

где CO, H<sub>2</sub> и CH<sub>4</sub> выражены в % по объему.

Для теоретически необходимого количества воздуха

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - 0,2] \text{ м}^3/\text{м}^3, \text{ где CO, H}_2 \text{ и CH}_4 \text{ выражены в долях единицы.}$$

Для теплотворной способности рабочей смеси

$$H_{см} = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0}.$$

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  для всех случаев принят равным 1,0.

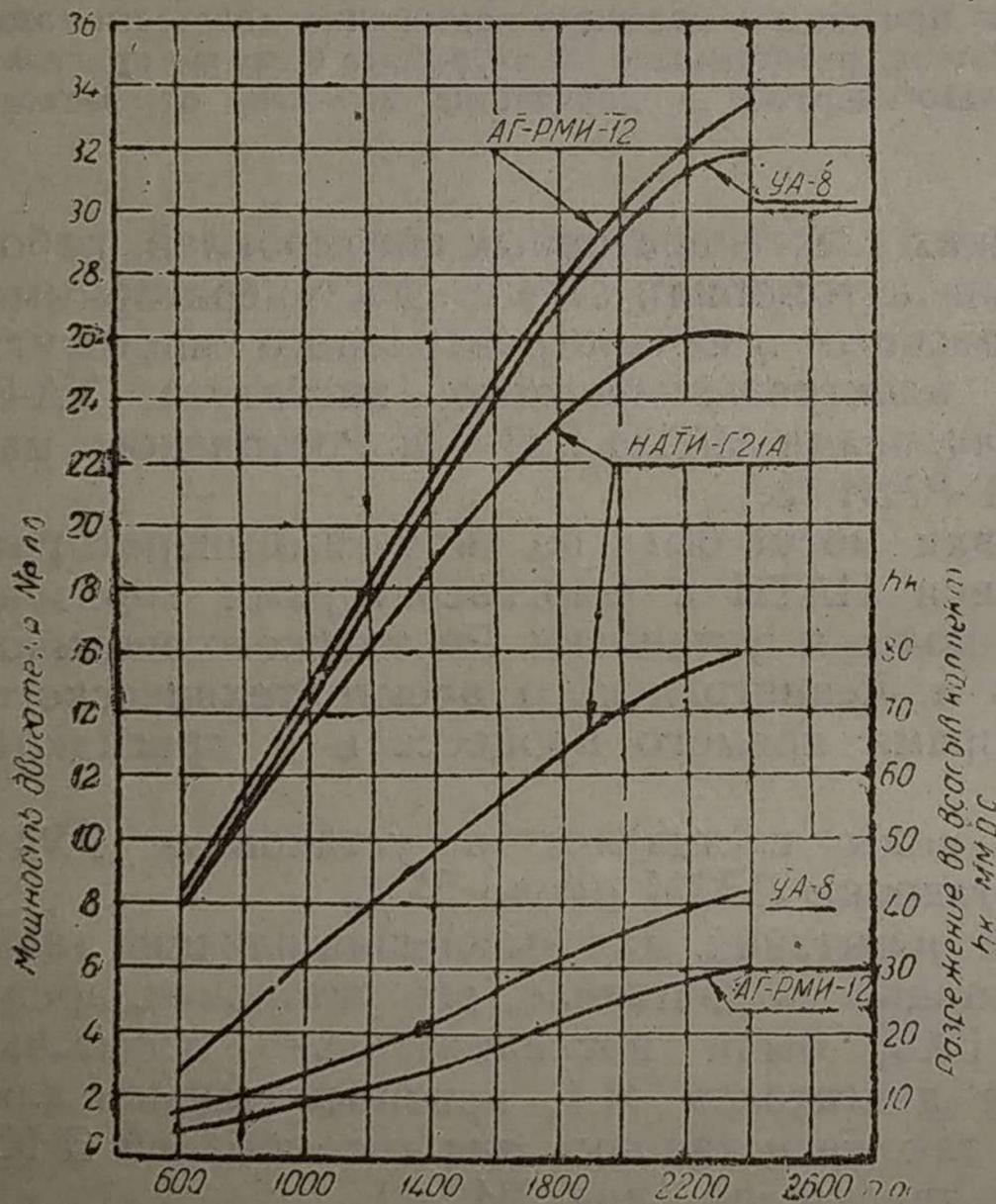
Значительные колебания мощности одного и того же двигателя при работе с разными установками (табл. 1) заставляют сделать анализ причин, вызывающих

столь большие колебания.

По данным газогенераторной лаборатории НАТИ, при изменении сопротивления во всасывающем коллекторе двигателя на 10 мм ртутного столба, среднее эффективное давление изменяется в двигателе ГАЗ на 0,087 кг/см<sup>2</sup> и в двигателе ЗИС на 0,107 кг/см<sup>2</sup>, чему соответствует изменение мощности: для двигателя ГАЗ при 2400 об/мин — 0,75 л. с. и для двигателя ЗИС при 2000 об/мин — 1,33 л. с.

Сравнение разрежений во всасывающих коллекторах двигателей ГАЗ и ЗИС при работе их с установками НАТИ и РМИ показывает, что установки НАТИ во всех случаях дают более высокое сопротивление, что имеет следствием дополнительные потери мощности:

- для двигателя ГАЗ-42 при 2400 об/мин — 3,75 л. с.
- ” ” ” ЗИС-21 ” 2000 об/мин — 1,2 л. с.



Фиг. 1. Внешние характеристики двигателя ГАЗ-42 и разрежения во всасывающем коллекторе при работе с различными антрацитовыми газогенераторными установками.

Результаты анализа генераторного газа, отобранного при работе двигателей под нагрузкой при  $n = 2000$  об/мин.

Тип двигателя		Газ-42			ЗИС-21	
Тип газогенераторной установки		НАТИ — Г21-А	АГ-РМИ-12	УА-8	НАТИ Г23-А	АГ-РМИ-13
Компоненты газа и их содержание в % по объему	CO	29,4	25,6	25,8	26,9	27,4
	H <sub>2</sub>	2,7	13,7	7,6	2,8	12,7
	CH <sub>4</sub>	0,9	1,8	2,5	2,2	1,3
	CO <sub>2</sub>	2,8	5,9	5,1	3,3	6,3
	O <sub>2</sub>	0,2	0,5	0,2	0,2	0,3
—		64,0	52,5	58,8	64,6	53,0
Низшая теплотворная способность газа кал/м <sup>3</sup> . .		1039	1287	1195	1079	1273
Теоретически необходимое для сгорания газа количество воздуха м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> . .		0,84	1,08	1,02	0,91	1,06
Теплотворная способность рабочей смеси кал/м <sup>3</sup> . .		564	634	592	565	618

Более высокие сопротивления установок НАТИ объясняются в основном применением двухслойных матерчатых фильтров и некоторыми другими причинами, которые, как и сопротивления в целом, для рассматриваемого вопроса не являются существенными. Ясно лишь, что если каким-либо способом обеспечить при работе с установками НАТИ такое же разрежение во всасывающем коллекторе, как и при работе с установками РМИ, что практически вполне возможно, то получились бы следующие значения мощностей:

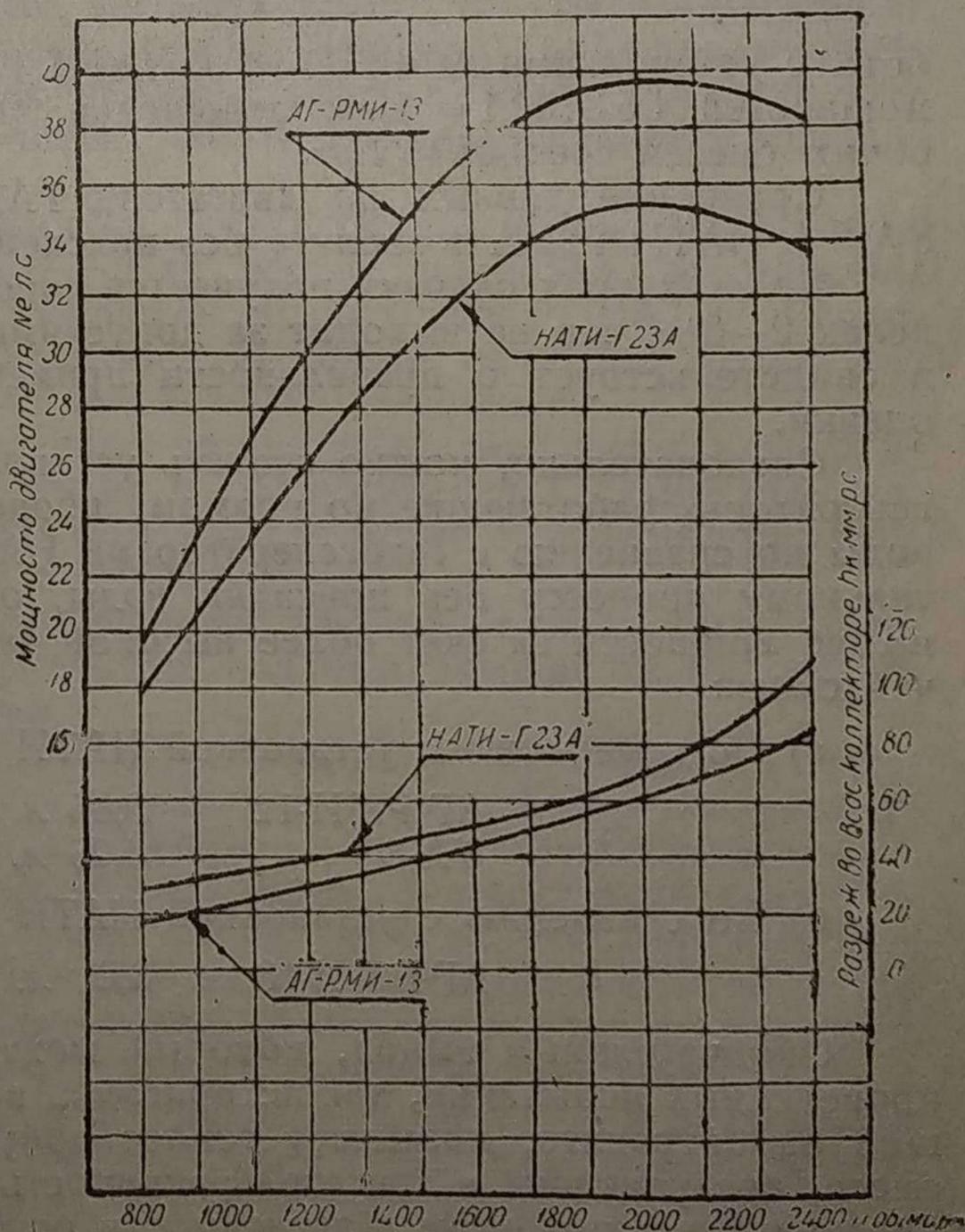
Двигателя ГАЗ-42 с установкой НАТИ Г21 — А:

$$26 + 3,75 = 29,75 \text{ л. с.}$$

Двигателя ЗИС-21 с установкой НАТИ Г23 — А:

$$35,2 + 1,2 = 36,4 \text{ л. с.}$$

Остальную разницу в значении более высокой мощности для двигателей, работающих с установками РМИ (ГАЗ — 3,85 л. с., ЗИС — 3,2 л. с.), по сравнению с установками НАТИ можно отнести только за счет более высокой теплотворной способности рабочей смеси; это подтверждается основным положением, что индикаторная мощность двигателя при одинаковой степени использования пропорциональна теплотворной способности рабочей смеси, а также следующими соображениями.



Фиг. 2. Внешние характеристики двигателя ЗИС-21 и разрежения во всасывающем коллекторе при работе с антрацитовыми газогенераторными установками НАТИ-Г23-А и АГ-РМИ-13.

Применение для определения мощности трения формулы, предложенной В. А. Петровым:

$$N_T = (0,35 + 0,0005 n) \cdot \frac{V_h n}{900} \text{ л. с.}$$

дает после подстановки для двигателя ГАЗ-42 13,7 л. с. при 2400 об/мин и для двигателя ЗИС-21 — 16,7 л. с. при 2000 об/мин.

Следовательно, при работе двигателя ГАЗ-42 с установками АГ-РМИ-12 и НАТИ Г21-А действительная индикаторная мощность в первом случае и условная индикаторная мощность (при равенстве разрежений во всасывающем коллекторе) во втором соответственно равны 47,3 л. с. и 43,45 л. с.

Таблица 3

Сравнение мощности двигателя ГАЗ-42 при работе его с установками УА-8 и НАТИ Г21-А

Тип газогенераторной установки	УА-8	НАТИ Г21-А
Эффективная мощность двигателя л. с. . . . .	31,9	26,0
Потеря мощности за счет повышенного по сравнению с установкой УА-8 сопротивления системы л. с. . . . .	—	2,85
Мощность трения л. с. . . . .	13,7	13,7
Условная индикаторная мощность двигателя при равенстве сопротивлений системы, как в установке УА-8 л. с. . . . .	45,6	42,55
Отношение индикаторной мощности . . . . .		1,07
Отношение теплотворных способностей рабочих смесей 594:564 . . . . .		1,05

Отношение этих мощностей составляет 1,09, отношение же соответствующих теплотворных способностей равно  $634 : 564 = 1,12$ .

Для двигателя ЗИС-21 имеем по аналогии при работе с установками АГ-РМИ-13 и НАТИ Г23-А: отношение индикаторных мощностей  $56,3 : 53,1 = 1,06$ ; отношение теплотворных способностей рабочих смесей  $618 : 565 = 1,09$ .

Сравнение данных по двигателю ГАЗ-42 при работе с установками УА-8 и НАТИ Г21-А позволяет без пояснений свести результаты в табл. 3.

Во всех трех случаях получается хорошая увязка с точностью в пределах 2—3%, что не выходит за допустимые пределы точности замеров и свидетельствует о правильности примененного метода сравнительной оценки.

Следовательно, можно считать установленным, что испытанные газогенераторы, работающие по прямому процессу газификации с присадкой воды по сравнению с газогенераторами НАТИ, работающими по горизонтальному процессу без присадки воды, обеспечивают следующее повышение мощности за счет более высокой теплотворной способности рабочей смеси:

- а) По сравнению с установкой НАТИ Г21-А
  - АГ-РМИ-12 3,85 л. с. (12,9%)
  - УА-8 3,05 л. с. (10,6%)
- б) По сравнению с установкой НАТИ Г23-А
  - АГ-РМИ-13 3,2 л. с. (8,8%)

Окончательный вывод, который может быть сделан на основании проведенных испытаний, таков: присадка воды в газогенератор, работающий на антраците, повышает теплотворную способность газа и рабочей смеси, поступающей в двигатель; мощность двигателя на полной нагрузке увеличивается при этом в зависимости от количества воды (округленно) от 9 до 13%.

И. С. Мезин

кандидат технических наук

## РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

В статье излагается новый метод расчета смесителей автотракторных двигателей, который позволяет определить конструктивные размеры вновь проектируемого смесителя. Расчет иллюстрирован цифровым примером.

### 1. МЕТОД РАСЧЕТА

Расчет смесителя для данного двигателя имеет целью выявить наиболее выгодные размеры каналов, подводящих генераторный газ и воздух, и определить величину прохода, где расположена дроссельная заслонка рабочей смеси.

Появившийся за последнее время в литературе<sup>1</sup> расчет смесителя заимствованный из книги Генриха Дуббель „Двигатели внутреннего сгорания“, не пригоден для расчета смесителей автотракторных двигателей работающих на генераторном газе. Этот расчет построен применительно к стационарным газовым двигателям, имеющим смесительный клапан, который дросселирует не только воздух, но и газ перед их поступлением в камеру смешения. По причине дросселирования у смесительного клапана возникают перепады давления воздуха и газа, которые в расчете определяют скорости истечения воздуха и газа через смесительный клапан. Ясно, что, при известных проходах клапана, в этом случае можно легко найти расходы как воздуха, так и газа.

В автотракторных двигателях генераторный газ входит в смеситель без какого-либо дросселирования, в силу чего использование здесь формулы истечения для определения скорости газа приведет к абсурду.

Для расчета автотракторных смесителей мы предлагаем метод, в основу которого положено равенство гидростатических давлений газа и воздуха в каналах при их входе в камеру смешения.

Во всяком смесителе, приготовляющем рабочую смесь генераторного газа с воздухом, имеется свободный и постоянный по величине канал, через который подводится генераторный газ. Воздух в смеситель поступает через проход, сечение которого, как правило, может изменяться каким-либо способом. Количество воздуха по этой причине зависит с одной стороны от площади свободного прохода, изменяющейся произвольно, и с другой стороны определяется расходом рабочей смеси, отсасываемой двигателем.

Ввиду того что расход газа равен разности между расходами смеси и воздуха, количество газа косвенно зависит от проходного сечения канала, через который подводится воздух. Так, например, если это сечение уменьшится, то в смеситель поступит воздуха меньше, а газа больше, и наоборот. Этим достигается требуемое соотношение газа с воздухом.

Количество газа так же, как и воздуха, зависит еще от расхода смеси.

<sup>1</sup> М. Д. Артамонов, Автотракторные газогенераторы.

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ВЫХОДНОГО ОТВЕРСТИЯ СМЕСИТЕЛЯ

При максимальном расходе рабочей смеси, отсасываемой двигателем  $G_c$  м<sup>3</sup>/час и при скорости смеси  $\omega$  м/сек для выходного отверстия, площадь которого  $f_4$  м<sup>2</sup> (фиг. 1), имеет место уравнение

$$G_c = 3600 f_4 \omega \text{ м}^3/\text{час}.$$

Если диаметр  $d_4$  рассматриваемого отверстия выразить в см, то

$$f_4 = \frac{\pi d_4^2}{40\,000} \text{ м}^2.$$

После замены  $f_4$

$$G_c = 0,09 \pi d_4^2 \omega \text{ м}^3/\text{час}, \quad (1)$$

откуда

$$d_4 = 1,88 \sqrt{\frac{G_c}{\omega}} \text{ см}. \quad (2)$$

Диаметр выходного отверстия смесителя, где расположена дроссельная заслонка, регулирующая расход смеси, не влияет на качество смесиобразования. Размер этого отверстия определяется по соображениям допустимых потерь давления рабочей смеси при ее движении у дроссельной заслонки. Эта потеря давления при скорости смеси  $\omega$  м/сек равна

$$H = \gamma \zeta \frac{\omega^2}{2g} \text{ мм вод. ст.},$$

где  $\gamma$  — удельный вес смеси, а  $\zeta$  — коэффициент сопротивления выходного отверстия при полностью открытом дросселе.

Из уравнения (1)

$$\omega = \frac{G_c}{0,09 \pi d_4^2} \text{ м/сек}.$$

Таким образом падение давления смеси в выходном отверстии будет

$$H = \gamma \zeta \frac{\omega^2}{2g} = \gamma \zeta \frac{G_c^2}{2g (0,09 \pi)^2 d_4^4},$$

или

$$\frac{H}{\zeta} = \gamma \frac{G_c^2}{2g (0,09 \pi)^2 d_4^4},$$

что указывает на наличие определенной зависимости между отношением  $\frac{H}{\zeta}$ , пропорциональным па-

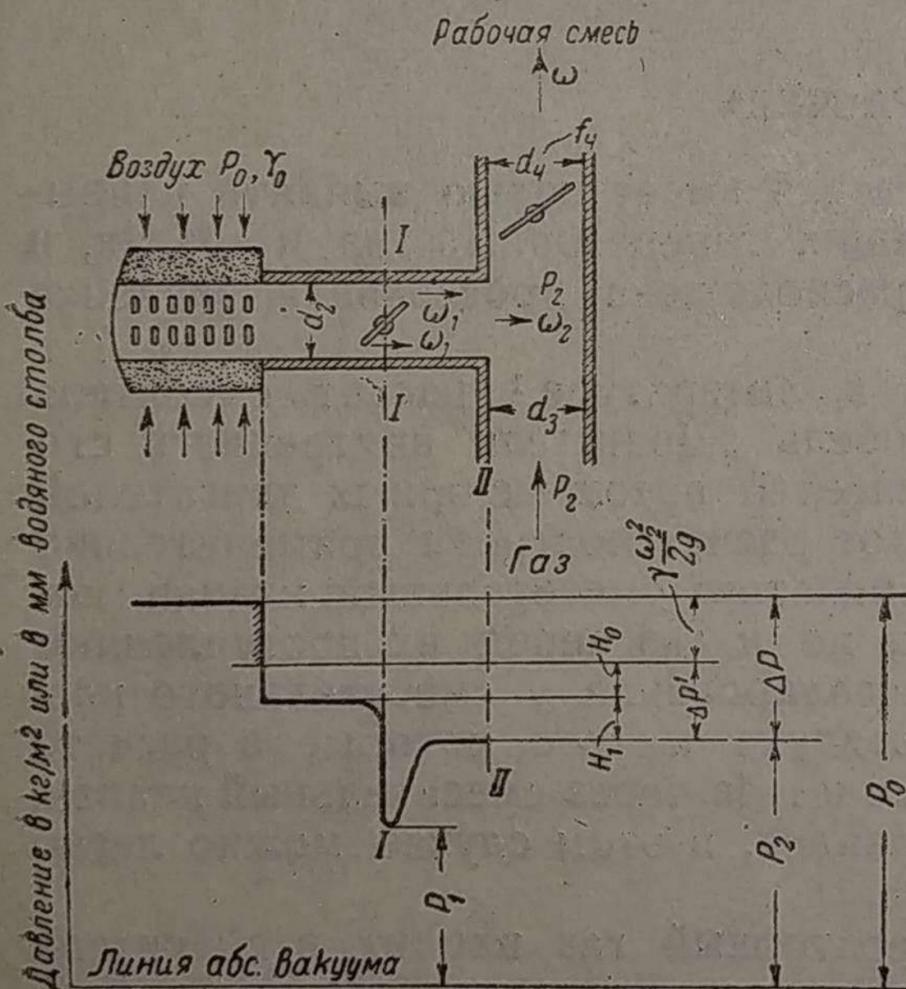
дению давления  $H$ , и диаметром выходного отверстия  $d_4$ .

Приняв для частного случая  $\gamma = 1,05 \text{ кг/м}^3$ , что, вообще говоря, может иметь место, и  $G_c = 160 \text{ м}^3/\text{час}$  (для действительных условий в смесителе двигателя ГАЗ-А при  $n = 2200 \text{ об/мин.}$ ), найдем, что

$$\frac{H}{\zeta} = 1,05 \frac{160^2}{2 \cdot 9,81 (0,09 \pi)^2 d_4^4},$$

или

$$\frac{H}{\zeta} = \frac{17\,100}{d_4^4} \text{ мм вод. ст.}$$



Фиг. 1. Схема смесителя и диаграмма изменения давления воздуха:

$H_0$  — сопротивление воздухоочистителя или входного патрубка,

$H_1$  — сопротивление воздушной заслонки,

$\Delta P$  — " " всех мест дросселирующих воздух,

$\Delta P'$  — разрежение в смесителе,

$P_2$  — давление воздуха и газа перед смешением,

$P_0$  — " " окружающей среды,

$P_1$  — " " в дросселирующем проходе заслонки

$\gamma \frac{\omega_2^2}{2g}$  — скоростной напор.

На фиг. 2 для рассматриваемого случая представлена эта зависимость величины  $\frac{H}{\zeta}$  как функция диаметра  $d_4$ , выраженного в см. Кривая показывает, что при данном расходе смеси  $G_c$  потеря ее давления должна возрасти очень быстро, когда диаметр становится меньше 4 см. Наоборот, значительное увеличение диаметра не будет сопровождаться ощутимым уменьшением сопротивления  $H$ . Таким образом существует какой-то оптимальный размер диаметра выходного отверстия, который определяется наивыгоднейшей скоростью  $\omega$  движения смеси.

В дальнейшем объемный расход смеси  $G_c$  мы будем относить к нормальным техническим условиям (760 мм и 15°С). Тогда  $\omega$  окажется условной скоростью ее движения в выходном отверстии<sup>1</sup>.

На основании опыта испытаний рекомендуем при расчете смесителя принимать:

для автомобильных двигателей

$$\omega = 33 \text{ м/сек},$$

для тракторных двигателей

$$\omega = 30 \text{ м/сек}.$$

Если диаметр  $d_3$  входного отверстия для газа (фиг. 1) делать меньше диаметра  $d_4$ , то при этом ухудшается непосредственный пуск двигателя на газе (без бензина). При прокручивании двигателя стартером резко пульсирующий поток смеси, повидимому, периодически отрывает струю от стенок расширяющегося канала смесителя. Это должно нарушить равномерность перемешивания газа с воздухом, ухудшая сгорание смеси в цилиндре, а в некоторых случаях даже делая его невозможным.

Поэтому следует принимать

$$d_3 = d_4,$$

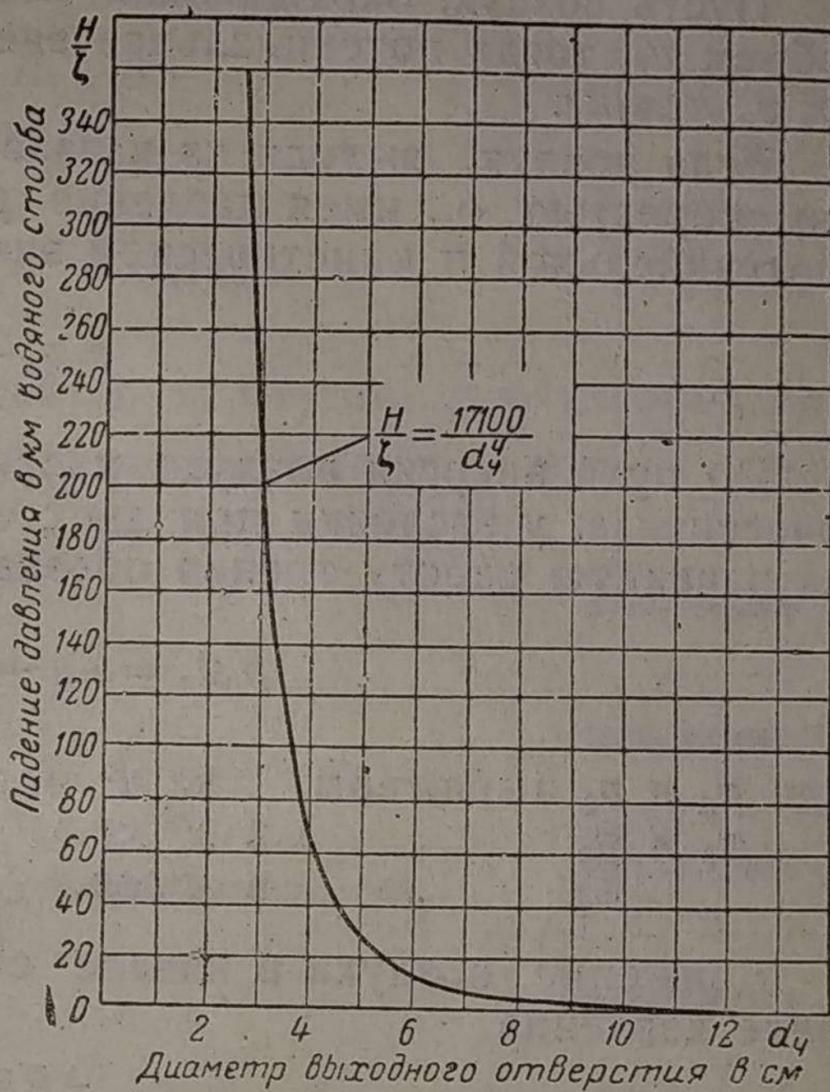
что, вообще говоря, не создает неудобства, так как газ подводится по трубе, диаметр которой обычно превышает  $d_4$ .

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАНАЛА ДЛЯ ПРОХОДА ВОЗДУХА

Если канал, по которому движется воздух, будет чрезмерно мал, то смесь окажется богатой, а двигатель не разовьет максимальной мощности. При заведомо расширенном канале затруднится регулировка качества смеси, так как воздушная заслонка должна быть сильно прикрыта.

Следовательно, требуется, чтобы канал для прохода воздуха имел такие размеры, при которых нормальное соотношение газа с воздухом достигалось бы при некотором прикрытии заслонки, позволяющем водителю найти оптимум регулировки, открывая заслонку полностью.

Согласно опыту эксплуатации и теории смесеобразования угол наивыгоднейшего прикрытия должен быть порядка 40°, считая, что при нуле заслонка полностью открыта.



Фиг. 2. Падение давления смеси у выходного отверстия смесителя ГАЗ-А при расходе рабочей смеси 160 м<sup>3</sup>/час в зависимости от диаметра выходного отверстия.

<sup>1</sup> Действительная скорость, очевидно, будет несколько выше  $\omega$ , так как действительный объемный расход смеси при существующих в смесителе разрежении и температуре, превышающей 15°С, больше  $G_c$ .

На фиг. 1 изображена схема смесителя и показано изменение давления воздуха в канале.

У дросселирующего сечения происходит резкое падение давления до величины  $p_1$ , так как часть потенциальной энергии переходит здесь в кинетическую, которая возрастает до  $\frac{\omega_1^2}{2g}$  кгм. За дроссельной заслонкой имеет место обратный процесс повышения давления, но с некоторой потерей  $H_1$ , называемой сопротивлением заслонки.

Пусть воздух, окружающий смеситель, имеет давление  $p_0$  и удельный объем  $v_0$ , тогда потенциальная энергия 1 кг неподвижного воздуха будет  $p_0 v_0$  кгм/кг.

Если воздух, выходя из канала, поступает в пространство смешения со скоростью  $\omega_2$ , имея давление  $p_2$  и удельный объем  $v_2$ , то сумма его потенциальной и кинетической энергии будет равна (для 1 кг)

$$p_2 v_2 + \frac{\omega_2^2}{2g} \text{ кгм/кг.}$$

По пути энергия воздуха частично расходуется на трение в воздухоочистителе, у заслонки при дросселировании и в самом канале. Если всю затраченную работу трения обозначить  $L_R$ , то получим уравнение

$$p_0 v_0 = L_R + p_2 v_2 + \frac{\omega_2^2}{2g} \text{ кгм/кг,}$$

где  $p_0$  и  $p_2$  выражены в кг/м<sup>2</sup> или в мм вод. ст.

$v_0$  и  $v_2$  " в м<sup>3</sup>/кг

$\omega_2$  " в м/сек.

Движение воздуха в канале совершается при незначительном перепаде давления

$$\Delta p = p_0 - p_2,$$

равном разрежению газа перед входом в смеситель, которое обычно не превышает 600 мм вод. ст. Поэтому воздух можно рассматривать как несжимаемую (капельную) жидкость, следовательно

$$v_0 = v_2 = v_{cp} = \frac{1}{\gamma_{cp}} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

В этом случае погрешность вычисления по формуле Шюле будет всего лишь

$$\frac{\Delta p}{2k p_0} = \frac{600}{2 \cdot 1,4 \cdot 10330} \cong 0,02 \text{ или } 2\%,$$

где  $k = 1,4$  — показатель адиабатического расширения воздуха и  $p_0 = 10330$  мм вод. ст. (760 мм рт. ст.) — давление окружающей среды. Таким образом основное уравнение примет вид

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = v_{cp} (p_0 - p_2) - L_R \text{ кгм/кг.}$$

Если потерянное давление воздуха, связанное с его трением, будет  $\Delta p'$ , то

$$L_R = v_{cp} \Delta p' = \frac{\Delta p'}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

Поэтому

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\gamma_c} - \frac{\Delta p'}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

или

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - \Delta p'}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

Суммарное сопротивление  $\Delta p'$  всех органов, тормозящих поток воздуха, складывается из сопротивления воздухоочистителя ( $1,5 H_0$ ) и воздушной заслонки ( $H_1$ )

$$\Delta p' = 1,5 H_0 + H_1 \text{ мм вод. ст.}$$

Коэффициент 1,5 представляет допустимое увеличение сопротивления воздухоочистителя при его загрязнении пылью. Трением воздуха о стенки патрубка пренебрегаем, так как при коротких патрубках эта величина ничтожно мала.

Поэтому

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - (1,5 H_0 + H_1)}{\gamma_{cp}}$$

или

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - 1,5 H_0}{\gamma_{cp}} - \frac{H_1}{\gamma_{cp}} \text{ кгм/кг.}$$

$\frac{H_1}{\gamma_{cp}}$  является работой трения, возникшей в результате дросселирования воздушной заслонкой. Ее можно представить как потенциальную энергию, выразив в м вод. ст.

$$\frac{H_1}{\gamma_{cp}} = h_1 \text{ м вод. ст.,}$$

но

$$h_1 = \zeta \frac{\omega_2^2}{2g},$$

где  $\zeta$  — коэффициент сопротивления воздушной заслонки, зависящий от угла ее открытия.

Следовательно,

$$\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{\Delta p - 1,5 H_0}{\gamma_{cp}} - \zeta \frac{\omega_2^2}{2g},$$

откуда

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g(\Delta p - 1,5 H_0)}{\gamma_{cp}(1 + \zeta)}} \text{ м/сек.} \quad (3)$$

Если воздухоочиститель отсутствует, то величину  $1,5 H_0$  следует заменить

$$\gamma_{cp} \zeta_v \frac{\omega_2^2}{2g} \text{ мм вод. ст.,}$$

где  $\zeta_v$  — представляет коэффициент сопротивления патрубка при входе в него воздуха. Значения  $\zeta_v$  приведены на фиг. 3 по данным „Hütte“ (т. I, изд. 1926 г., Берлин).

После такой замены и необходимых упрощений получим, что скорость воздуха при входе в пространство смешения будет

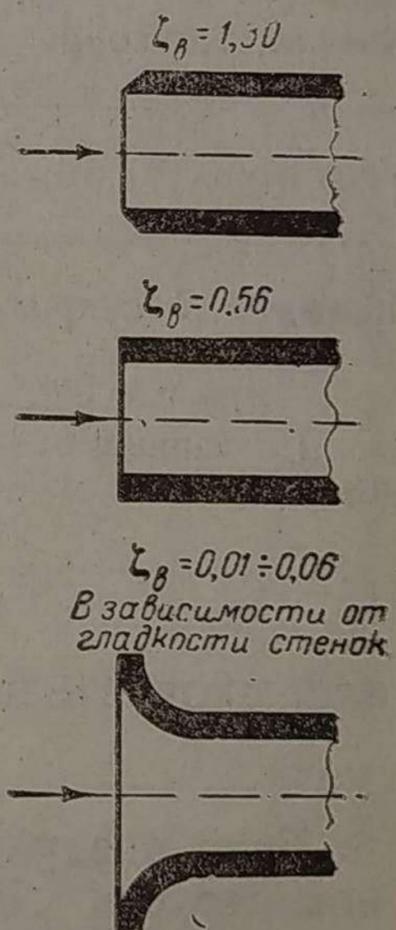
$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g \Delta p}{\gamma_{cp}(1 + \zeta + \zeta_v)}} \text{ м/сек.} \quad (4)$$

Разрежение  $\Delta p$  воздуха равно сопротивлению всей газогенераторной установки, так как в основу расчета положено равенство гидростатических давлений воздуха и газа перед их входом в камеру смешения.

При определении  $\omega_2$  сопротивление  $\Delta p$  должно соответствовать режиму максимальной нагрузки генератора.

Средний удельный вес воздуха принимается равным

$$\gamma_{cp} = \frac{\gamma_0 + \gamma_2}{2} = \frac{\gamma_0 + \frac{p_2 \gamma_0}{p_0}}{2} = \gamma_0 \frac{p_0 + p_2}{2p_0} = \gamma_0 \frac{p_0 + p_0 - \Delta p}{2p_0};$$



Фиг. 3. Коэффициент сопротивления входу воздуха в смеситель для отверстий различного профиля.

$\zeta_v = 0,01 \div 0,06$   
В зависимости от гладкости стенок

или окончательно

$$\gamma_{cp} = \gamma_0 \left(1 - \frac{\Delta p}{2p_0}\right) \text{ кг/м}^3. \quad (5)$$

Если воздух, окружающий смеситель, находится при нормальных технических условиях (760 мм и 15°С), то его удельный вес  $\gamma_0 = 1,22 \text{ кг/м}^3$ .

Обычно сопротивление установки бывает в пределах от 500 до 800 мм вод. ст. Применяя формулу (5), получим, что

$$\begin{aligned} \text{при } \Delta p = 500 \text{ мм} & \quad \gamma_{cp} = 1,19 \text{ кг/м}^3, \\ \text{а при } \Delta p = 800 \text{ мм} & \quad \gamma_{cp} = 1,17 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Следовательно, в среднем можно принять  $\gamma_{cp} = 1,18 \text{ кг/м}^3$ .

Согласно опытам Вейсбаха (табл. 1 и фиг. 4) коэффициент сопротивления  $\zeta$  дроссельной заслонки, открытой на угол 40°, равен 10,8. Подставив в формулу (3) значения  $g$ ,  $\gamma_{cp}$  и  $\zeta$ , получим (табл. 1).

Таблица 1

Угол открытия заслонки в градусах $\theta$	5	10	15	20	25	30	35
Коэффициент сопротивления $\zeta$ . . . .	0,24	0,52	0,90	1,54	2,51	3,91	6,22
Угол открытия заслонки в градусах $\theta$	40	45	50	55	60	65	70
Коэффициент сопротивления $\zeta$ . . . .	10,8	18,7	32,6	58,8	118	256	751

при  $\theta = 90^\circ$ ,  $\zeta = \infty$

По данным этой таблицы на фиг. 4 построен  $\zeta$  по углу открытия дросселя (см. кривые I и II). Кривая I дана в большем масштабе, а кривая II — в меньшем.

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 (\Delta p - 1,5 H_0)}{1,18 (1 + 10,8)}} \text{ м/сек}$$

или, окончательно, скорость воздуха в патрубке смесителя должна быть

$$\omega_2 = 1,19 \sqrt{\Delta p - 1,5 H_0} \text{ м/сек}. \quad (6)$$

Если воздухоочиститель отсутствует, то при наиболее распространенном входе, изображенном на фиг. 3, коэффициент сопротивления  $\zeta_g = 0,56$ . Поэтому согласно формуле (4)

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot \Delta p}{1,18 (1 + 10,8 + 0,56)}} \text{ м/сек},$$

откуда

$$\omega_2 = 1,16 \sqrt{\Delta p} \text{ м/сек}, \quad (7)$$

где  $\Delta p$  выражено в мм вод. ст.

Таким образом этими двумя формулами определяется наивыгоднейшая скорость воздуха в патрубке смесителя при максимальной мощности двигателя.

Объемный часовой расход рабочей смеси равен сумме расходов газа и воздуха <sup>1</sup>

$$G_c = G_g + G_b \text{ м}^3/\text{час},$$

$$G_b = \varphi_0 G_g \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $\varphi_0$  представляет коэффициент объемного смешения.

Поэтому

$$G_c = \frac{G_g}{\varphi_0} + G_g = G_g \left(\frac{1}{\varphi_0} + 1\right),$$

<sup>1</sup> Объемом водяных паров мы здесь пренебрегаем, так как при нормальном охлаждении газа их содержание весьма мало.

откуда

$$G_b = \frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} G_c \text{ м}^3/\text{час.}$$

Если  $G_c$  и  $G_b$  отнесены к условиям окружающей среды, а в нашем расчете, следовательно, к 760 мм и 15°С, то объемный расход воздуха к моменту его смешения с газом возрастет и окажется равным

$$G_2 = \frac{p_0}{p_2} G_b = \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} \cdot \frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} G_c \text{ м}^3/\text{час.}$$

С другой стороны, количество воздуха, проходящего через сечение II—II канала, имеющего диаметр  $d_2$  (фиг. 1), будет

$$G_2 = 0,36 \frac{\pi d_2^2}{4} \omega_2 \text{ м}^3/\text{час.},$$

где  $d_2$  выражено в см, а  $\omega_2$  в м/сек.

Приравнивая правые части двух последних выражений, получим уравнение

$$0,36 \frac{\pi d_2^2}{4} \omega_2 = \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} \cdot \frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} G_c, \quad (8)$$

$\varphi_0$  можно выразить через коэффициент весового смешения  $\varphi$  следующим образом:

$$\varphi_0 = \frac{\gamma_2}{\gamma_b} \varphi \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

где  $\gamma_2$  и  $\gamma_b$  удельные веса газа и воздуха при одинаковых условиях температуры и давления. Следовательно,

$$\frac{\varphi_0}{1 + \varphi_0} = \frac{\frac{\gamma_2}{\gamma_b} \varphi}{1 + \frac{\gamma_2}{\gamma_b} \varphi} = \frac{\varphi}{\frac{\gamma_b}{\gamma_2} + \varphi}$$

При 0°С и 760 мм рт. ст.  $\gamma_b = 1,29 \text{ кг/м}^3$ , а  $\gamma_2 = 1,16 \text{ кг/м}^3$ .

Следовательно,

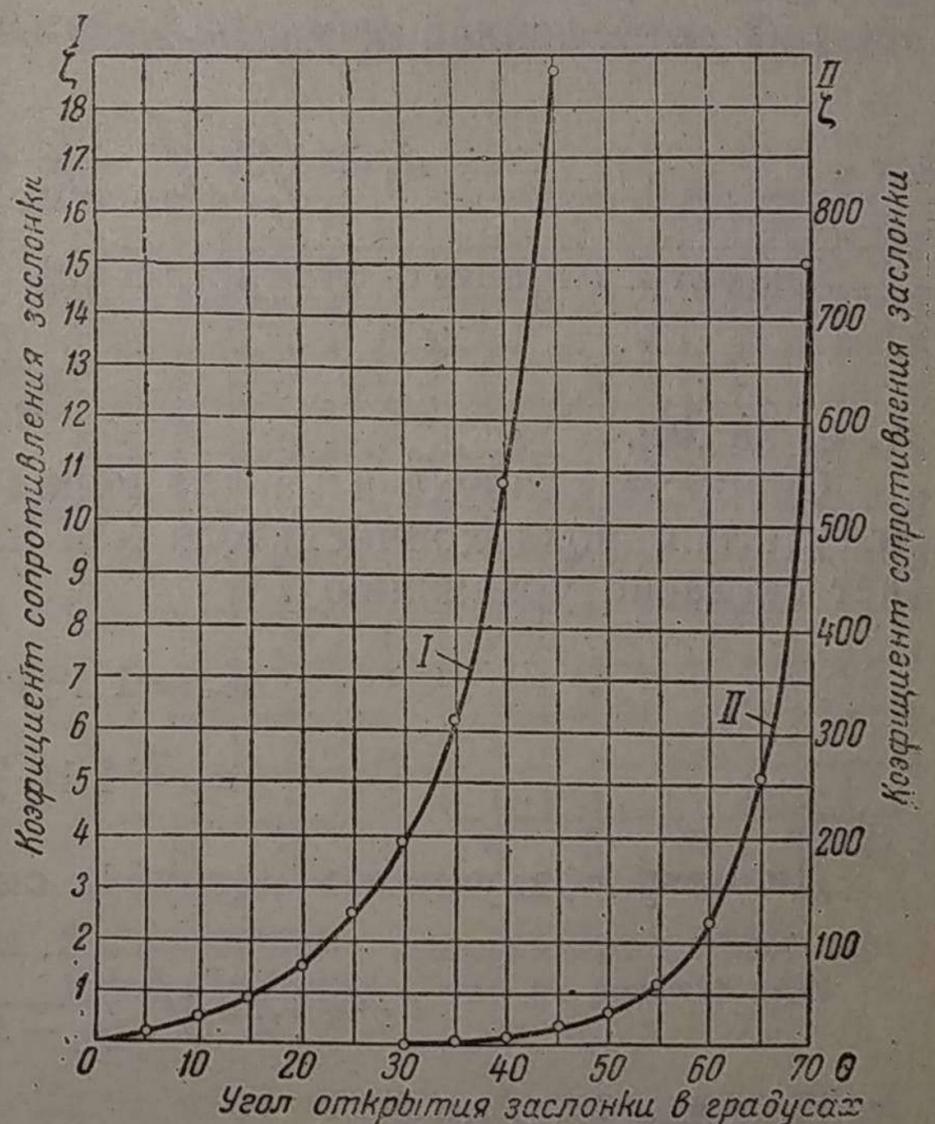
$$\frac{\gamma_b}{\gamma_2} = \frac{1,29}{1,16} = 1,11.$$

Диаметр воздушного канала можно найти, решив уравнение (8) относительно  $d_2$ . После соответствующей замены получим, что

$$d_2 = 1,88 \sqrt{\frac{p_0 \varphi G_c}{(p_0 - \Delta p) (1,11 + \varphi) \omega_2}} \text{ см.} \quad (9)$$

Здесь следует иметь ввиду, что  $G_c$  соответствует максимальному расходу рабочей смеси в  $\text{м}^3/\text{час}$ , который отнесен к нормальным техническим условиям (760 мм и 15°С), а поэтому  $p_0 = 10330 \text{ кг/м}^2$  или мм вод. ст.

Коэффициент весового смешения  $\varphi$  зависит от числа оборотов в мин. вала двигателя и может быть выбран по кривой, приведенной в предыдущем номере „Трудов НАТИ“<sup>1</sup>.



Фиг. 4. Зависимость коэффициента сопротивления  $\zeta$  заслонки от угла ее открытия по Вейсбаху  $\theta_{\max} = 90^\circ$ .

<sup>1</sup> И. С. Мезин, „Труды НАТИ“ вып. 38, стр. 159.

#### 4. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ

Требуется определить размеры смесителя для автомобильного двигателя ГАЗ-А.

Дано:

1) литраж двигателя  $V_h = 3,28$  л,

2) максимальное число оборотов в мин.  $n = 2200$  об/мин,

3) коэффициент наполнения, отнесенный к нормальным условиям (760 мм и  $15^\circ\text{C}$ )  $\eta_v = 0,63$ ,

4) разрежение газа перед смесителем  $\Delta p = 550$  мм вод. ст.

Расход рабочей смеси, отнесенный к 760 мм и  $15^\circ\text{C}$ , равен

$$G_c = 0,03 \eta_v V_h n \text{ м}^3/\text{час},$$

$$G_c = 0,03 \cdot 0,63 \cdot 3,28 \cdot 2200 = 136,5 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Диаметр выходного отверстия (см. уравнение 2)

$$d_4 = 1,88 \sqrt{\frac{G_c}{\omega}} \text{ см.}$$

Для автомобильных двигателей  $\omega = 33$  м/сек

$$d_4 = 1,88 \sqrt{\frac{136,5}{33}} = 3,82 \text{ см} \sim 38 \text{ мм.}$$

Диаметр входного отверстия для газа

$$d_3 = d_4,$$

т. е. 38 мм.

Скорость воздуха в канале перед входом в камеру смешения в случае отсутствия воздухоочистителя для патрубка с тупым торцом (фиг. 3) будет согласно уравнению 7

$$\omega_2 = 1,16 \sqrt{\Delta p} \text{ м/сек},$$

$$\omega_2 = 1,16 \sqrt{550} = 27,2 \text{ м/сек.}$$

Диаметр воздушного патрубка смесителя согласно уравнению 9 равен

$$d_2 = 1,88 \sqrt{\frac{p_0 \varphi G_c}{(p_0 - \Delta p) (1,11 + \varphi) \omega_2}} \text{ см.}$$

При  $n = 2200$  об/мин.

$$\varphi = 1,2 \text{ кг/кг.}$$

Если давление окружающей среды  $p_0 = 10330$  кг/м<sup>2</sup> (или 760 мм рт. ст.), то

$$d_2 = 1,88 \sqrt{\frac{10330 \cdot 1,2 \cdot 136,5}{(10330 - 550) (1,11 + 1,2) 27,2}} = 3,09 \text{ см} \cong 31 \text{ мм.}$$

При наличии воздухоочистителя расход воздуха на основании данных, приведенных при выводе формулы (9), составляет

$$G_s = \frac{\varphi}{1,11 + \varphi} G_c \text{ м}^3/\text{час},$$

$$G_s = \frac{1,2}{1,11 + 1,2} 136,5 = 71 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Сопротивление свежезаправленного очистителя равно

$$H_0 = \alpha G_s^2 \text{ мм вод. ст.}$$

Для воздухоочистителя ГАЗ-М1 по данным испытания в НАТИ  $\alpha = 0,0033^1$ , поэтому

$$H_0 = 0,0033 \cdot 71^2 \cong 17 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость же воздуха в канале смесителя согласно уравнению 6 будет

$$\omega_2 = 1,19 \sqrt{\Delta p - 1,5H_0} \text{ м/сек,} \quad (29)$$

$$\omega_2 = 1,19 \sqrt{550 - 1,5 \cdot 17} = 27,3 \text{ м/сек,}$$

т. е. почти не изменится. Это указывает на то, что сопротивление открытого патрубка с тупым торцом даже больше сопротивления воздухоочистителя.

## 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА

Скорость воздуха в канале смесителя, если отсутствует воздухоочиститель, определялась в нашем расчете согласно уравнению 4 так:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma_{cp}(1 + \zeta + \zeta_0)}} \text{ м/сек.}$$

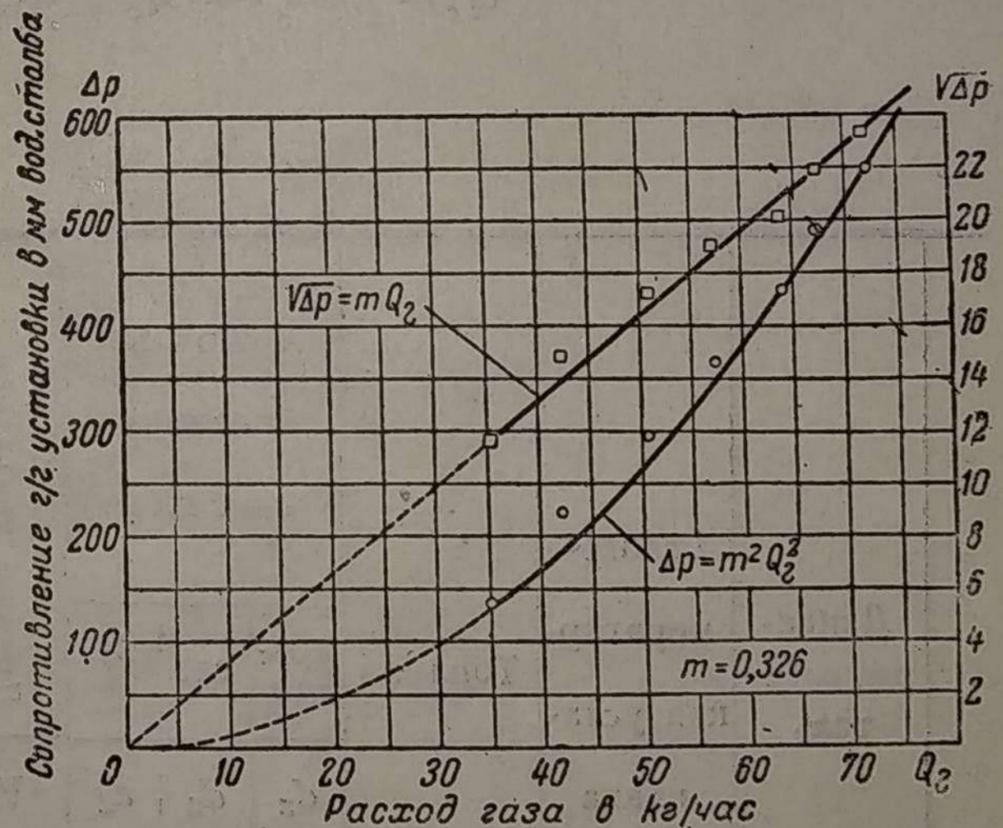
Следовательно,  $\omega_2$  уменьшается, если возрастает коэффициент сопротивления  $\zeta$  воздушной заслонки, т. е. когда последняя закрывается. Раньше указывалось, что разрежение  $\Delta p$  воздуха перед входом в камеру смешения не остается при этом постоянным, так как уменьшение расхода воздуха сопровождается ростом расхода газа, а вместе с ним и сопротивление всей установки, также равного  $\Delta p$ .

Чтобы получить ясное представление о проектируемом смесителе, необходимо знать, в каких границах угла открытия воздушной заслонки будет регулироваться расход воздуха с учетом изменения  $\Delta p$ .

Согласно опытным данным НАТИ у газогенераторной установки Г-14  $\Delta p$  изменяется в зависимости от расхода газа  $Q_2$

по кривой, изображенной на фиг. 5. Если этот опытный материал обработать таким образом, чтобы по оси ординат отложить  $\sqrt{\Delta p}$ , то построенные точки расположатся по прямой, идущей в начало координат. Следовательно,

$$\sqrt{\Delta p} = mQ_2,$$



Фиг. 5. Зависимость сопротивления газогенераторной установки Г-14 от расхода газа.

<sup>1</sup> Коэффициент  $\alpha$  зависит от конструкции воздухоочистителя. Специальные опыты показали, что температура воздуха также влияет на величину этого коэффициента.

Различные воздухоочистители, испытанные в НАТИ при температуре воздуха, соответствующей условиям эксплуатации данного очистителя, имеют коэффициенты  $\alpha$ , приведенные в нижеследующей таблице.

Тип воздуха очистителя	Тип двигателя	Вход воздуха в очиститель при эксплуатации	Температура воздуха в °С	Коэффициент $\alpha$
ГАЗ-М1	М-1	под капотом	60	0,0033
МАЗ-5М	ЗИЗ-5	под капотом	70	0,0037
СТЗ-НАТИ	СТЗ-НАТИ	снаружи	12	0,0023

откуда

$$\Delta p = m^2 Q_2^2.$$

Для установки Г-14  $m = 0,326$ .

Но часовой расход газа

$$Q_2 = Q_c - Q_b \text{ кг/час,}$$

где  $Q_c$  и  $Q_b$  — расходы рабочей смеси и воздуха.

Поэтому

$$\Delta p = m^2 (Q_c - Q_b)^2 \text{ мм. вод. ст.}$$

С другой стороны, расход воздуха в сечении II—II канала (фиг. 1) равен

$$Q_b = 0,36 \gamma_{cp} f_2 \omega_2 \text{ кг/час,}$$

если  $f_2$  — площадь канала выражена в  $см^2$ .

Подставив сюда значение скорости  $\omega_2$ , и заменив предварительно в нем  $\Delta p$ , получим

$$Q_b = 0,36 \gamma_{cp} f_2 \sqrt{\frac{2gm^2 (Q_c - Q_b)^2}{\gamma_{cp} (1 + \zeta + \zeta_b)}}.$$

или

$$Q_b = 0,36 f_2 m (Q_c - Q_b) \sqrt{\frac{2g\gamma_{cp}}{1 + \zeta + \zeta_b}}.$$

Смесители отечест

Угол поворота воздушной заслон

№ по пор.	Двигатель	Газогенераторная установка	Топливо	Основные размеры смесителя			Литраж двигателя	Степень сжатия	Эффективная мощность	Число оборотов коленчатого вала в минуту	Среднее эффективное давление	Коэффициент наполнения, отнесенный к 760 мм 15°C	Сопротивление установки	Разрежение в коллекторе
				воздух	газ	смесь								
				$d_2$	$d_3$	$d_4$								
				мм	мм	мм								
1	ГАЗ-А	Г-14	Дрова	32	38	38	3,28	6,40	32,0	2200	3,99	0,63	550	730
2	ГАЗ-А	Г-14	"	34	38	38	3,28	6,40	32,0	2200	3,99	0,63	550	730
3	ГАЗ-А	Эксперимент.	"	40	—	—	3,28	6,61	30,0	2000	4,11	0,63	500	—
4	ГАЗ-А	Эксперимент.	"	32	38	38	3,28	6,61	30,0	2000	4,11	0,63	500	—
5	СТЗ 15/30	НАТИ-3	"	35	35	40	6,23	6,00	30,0	1050	4,13	0,71	330	530
6	СТЗ-3Г	Г-19	"	60	58	50	7,45	8,25	47,6	1250	4,60	0,73	600	720
7	МГГ-17	Г-25	"	50	70	70	15,47	8,03	61,2	850	4,20	0,73	720	920
8	Коджу	Виско-Газ	Древесный уголь	53	75	70	9,96	8,50	92,0	1800	4,61	0,68	510	940
9	ЗИС-5	ЗИС-13	Дрова	42	44	46	5,55	6,80	45,0	2200	3,32	0,55	420	690
10	ЗИС-5-ВК	ЗИС-13	"	46	51	51	5,55	8,50	60,0	2200	4,42	0,67	400	610

Если теперь решить это уравнение относительно  $Q_v$ , то

$$Q_v = \frac{0,36f_2mQ_c \sqrt{2g\gamma_{cp}}}{\sqrt{1 + \zeta + \zeta_v + 0,36f_2m \sqrt{2g\gamma_{cp}}}} \text{ кг/час.} \quad (10)$$

Здесь  $Q_v$  при регулировании качества смеси зависит только от  $\zeta$ , так как все остальные величины, в том числе и расход смеси  $Q_c$ , остаются постоянными<sup>1</sup>.

В стандартном смесителе двигателя ГАЗ-А  $f_2 = 9,1 \text{ см}^2$  ( $d_2 = 34 \text{ мм}$ ), а при  $n = 2200 \text{ об/мин}$   $Q_c = 159,5 \text{ кг/час}$ .

Поэтому, принимая  $\gamma_{cp} = 1,18 \text{ кг/м}^3$ , окончательно получим

$$Q_v = \frac{820}{\sqrt{1 + \zeta + \zeta_v + 5,15}} \text{ кг/час.}$$

В зависимости от формы входного отверстия, влияющего на коэффициент  $\zeta_v$ ,

$$Q_v = \frac{820}{\sqrt{\zeta + 2,3 + 5,15}} \text{ кг/час,} \quad (11)$$

$$Q_v = \frac{820}{\sqrt{\zeta + 1,56 + 5,15}} \text{ кг/час} \quad (12)$$

$$Q_v = \frac{820}{\sqrt{\zeta + 1,01 + 5,15}} \text{ кг/час.} \quad (13)$$

венных конструкций

Таблица 2

ки рассчитан для  $p_0 = 10\,000 \text{ кг/м}^2$

Сопротивление смеси- теля	Коэффициент весового смещения	Расход рабочей смеси при 15° 760 мм рт. ст.	Расход рабочей смеси	Расход газа	Расход воздуха в дви- гателе	Удельный расход газа	Условная скорость сме- си при выходе из сме- сителя	Рассчитанный коэффи- циент сопротивления воздушной заслонки	Рассчитанный угол по- ворота воздушной за- слонки	Замеренный угол по- ворота воздушной за- слонки	Примечание
$h_c$	$\phi$	$G_c$	$Q_c$	$Q_g$	$Q_v$	$\gamma_g$	$\epsilon$	$\zeta$	$\theta$	$\theta$	
мм вод. ст.	кг/кг	м <sup>3</sup> /час	кг/час	кг/час	кг/час	кг/л. с. час	м/сек		град.	град.	
180	1,20	136	159,5	72,5	87,0	2,27	33,1	11,8	41,0	—	Смеситель Г-14
180	1,20	136	159,5	72,5	87,0	2,27	33,1	15,5	43,0	—	Смеситель ГАЗ-42
—	1,20	124	145,0	66,0	79,0	2,20	—	34,6	51,0	50	Смеситель типа „Тройник“
—	1,20	124	145,0	66,0	79,0	2,20	—	13,2	42,0	41	Смеситель Г-14
200	1,40	139	163,0	68,0	95,0	2,26	30,6	8,2	37,0	—	
120	1,33	204	238,0	102,0	136,0	2,14	28,9	71,4	56,0	—	
200	1,45	287	337,0	137,5	199,5	2,24	20,7	17,7	44,0	—	
430	1,22	365	425,0	191,5	233,5	2,08	26,4	11,4	40,5	—	
270	1,20	200	233,0	106,0	127,0	2,35	33,4	13,3	42,0	—	
210	1,17	246	286,0	132,0	154,0	2,20	33,5	12,2	41,0	—	Двигатель с верх- ними всасываю- щими клапанами

<sup>1</sup> Строго говоря  $Q_c$  незначительно изменяется, так как  $\Delta p$  влияет на наполнение дви-  
гателя.  $\gamma_{cp}$  то же связано с величиной  $\Delta p$ .

Подставляя сюда приведенные выше значения коэффициента сопротивления  $\zeta$  воздушной заслонки, соответствующие различным углам  $\theta$  ее открытия, найдем  $Q_v$ , которые изображены кривыми 1, 2 и 3 на фиг. 6. Эти кривые показывают, что увеличение расхода воздуха замедляется по мере открытия заслонки. Отсюда следует, что удобнее всего регулировать воздух в области наибольшего открытия заслонки.

Рассматриваемый смеситель имеет несколько завышенный размер входного отверстия, благодаря чему нормальный расход воздуха достигается при  $\theta = 44^\circ$ . Если принять  $\theta = 0^\circ$ , как мы рекомендовали раньше, то для второго случая, имеющего наибольшее пространство, нормальный  $Q_v = 94,5$  кг/час, а максимально возможный  $Q_v = 126$  кг/час. Следовательно, при  $\theta = 40^\circ$  получается запас расхода воздуха, равный

$$\frac{126 - 94,5}{94,5} = 0,33 \text{ или } 33\%$$

что является необходимым для регулирования наощупь качества смеси.

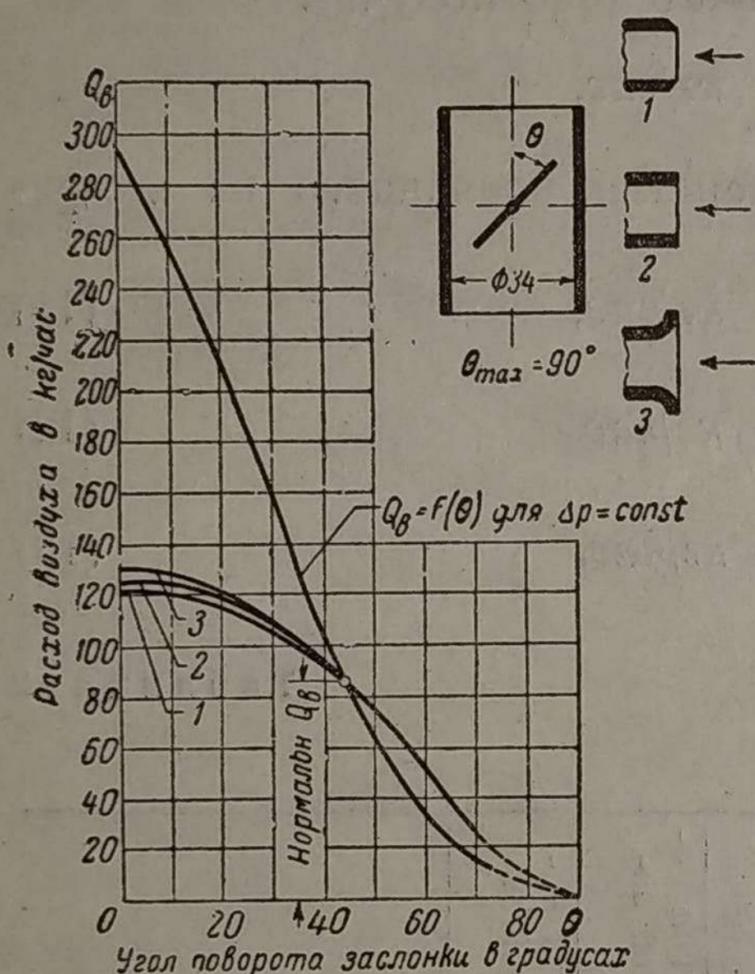
На фиг. 6 для сравнения дана еще одна кривая

$$Q_v = f(\theta)$$

в предположении, что  $\Delta p = \text{const}$ . Эта кривая показывает, что если принимать  $\Delta p = \text{const}$ , то расчет смесителя даст явно заниженный размер входного отверстия для воздуха.

В табл. 2 приведены данные о советских газовых двигателях и о их смесителях. В этой таблице для каждого смесителя указывается угол  $\theta$  поворота воздушной заслонки, который найден расчетом для случая оптимальной регулировки качества смеси.

Из таблицы видно, что некоторые смесители, спроектированные нерационально, работают при больших значениях  $\theta$ , когда заслонка сильно прикрыта, что делает регулировку весьма неудобной (например, смеситель двигателя „СТЗ-ЗГ“).



Фиг. 6. Зависимость расхода воздуха, поступающего в смеситель двигателя ГАЗ-А от угла поворота заслонки при  $n = 2200$  об/мин.

Инж. К. И. Генкин  
кандидат технических наук

## ГАЗОВЫЕ СМЕСИТЕЛИ <sup>1</sup>

### IV. СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ РАЦИОНАЛЬНЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ

Нами разобраны некоторые конкретные способы усовершенствования элементарного смесителя, причем были рассмотрены отдельно способы улучшения нагрузочной и внешней характеристик. Представляется необходимым рассмотреть действие этих способов в объединенной схеме. При этом важно выяснить взаимодействие различных факторов, направленных к улучшению отдельных недостатков нагрузочной и внешней характеристик при их совместном применении в едином смесителе.

С этой целью рассмотрим две схемы смесителей, включающих различные факторы для получения улучшенных характеристик.

К сожалению, при рассмотрении настоящего вопроса приходится разбирать не уже осуществленные конструкции, а впервые здесь (или в наших прежних работах) предложенные схемы, ибо, как уже отмечалось выше, подавляющее большинство современных конструкций газовых смесителей включает лишь одно приспособление: устройство для холостого хода и запуска, совершенно недостаточное для рациональной работы смесителя <sup>2</sup>.

#### Первая рациональная схема

Смеситель с корректором переходов, экономайзером и клапаном добавочного воздуха

Созданный на базе приведенного анализа смеситель НАТИ-СГ-21 (фиг. 12) для улучшения нагрузочной характеристики имеет обратный клапан, канал холостого хода, корректор переходов и экономайзер. Для улучшения внешней характеристики применен автоматический клапан добавочного воздуха. Схема работы смесителя на различных участках нагрузочной характеристики показана на фиг. 13. Его характеристики на фиг. 12.

Работа смесителя по нагрузочной характеристике может быть разбита на четыре фазы, каждой из которых соответствует своеобразная гидравлическая схема и уравнение для коэффициента избытка воздуха.

Фаза I. Холостой ход (положение  $a$  на фиг. 13).

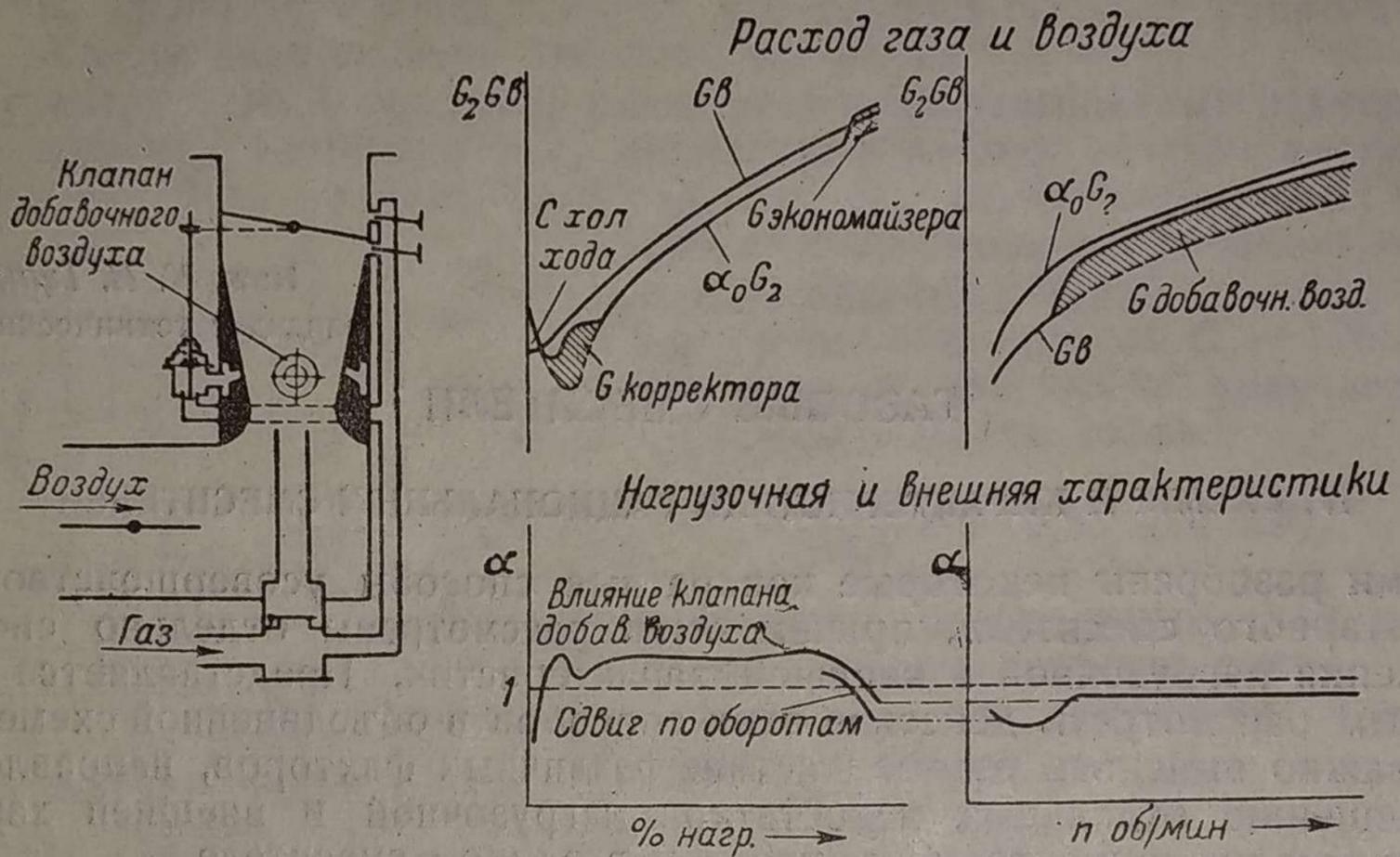
<sup>1</sup> Начало см. „Труды НАТИ“ 1940 г., вып. 38.

<sup>2</sup> Нет достаточных оснований также причислить к рациональным конструкциям другой тип смесителя, выпускаемый некоторыми фирмами, но не нашедший широкого распространения. Это — смеситель с одновременным регулированием количества смеси и количества воздуха (или газа), осуществляемым посредством кинематической связи между дроссельной и воздушной (или газовой) заслонками. Не приводя подробных выкладок, можно указать, что подобная конструкция не в состоянии повлиять на исправление более чем одного из недостатков элементарного смесителя и практически значительно уступает даже нерациональному современному смесителю с обратным клапаном.

Следует, однако, указать, что, помимо косвенных указаний Rixmann на целесообразность экономайзера для газовых смесителей, еще в 1937 г. инж. Туровский (Днепропетровск, Донулжгаз) осуществил в своей конструкции смесителя несколько примитивное экономайзерное устройство, описанное им [3] без сколько-нибудь достаточных, однако, пояснений.

Дроссельная заслонка закрыта. Обратный клапан и клапан экономайзера закрыты.

Газ поступает через сверление холостого хода, воздух поступает через сверление корректора.



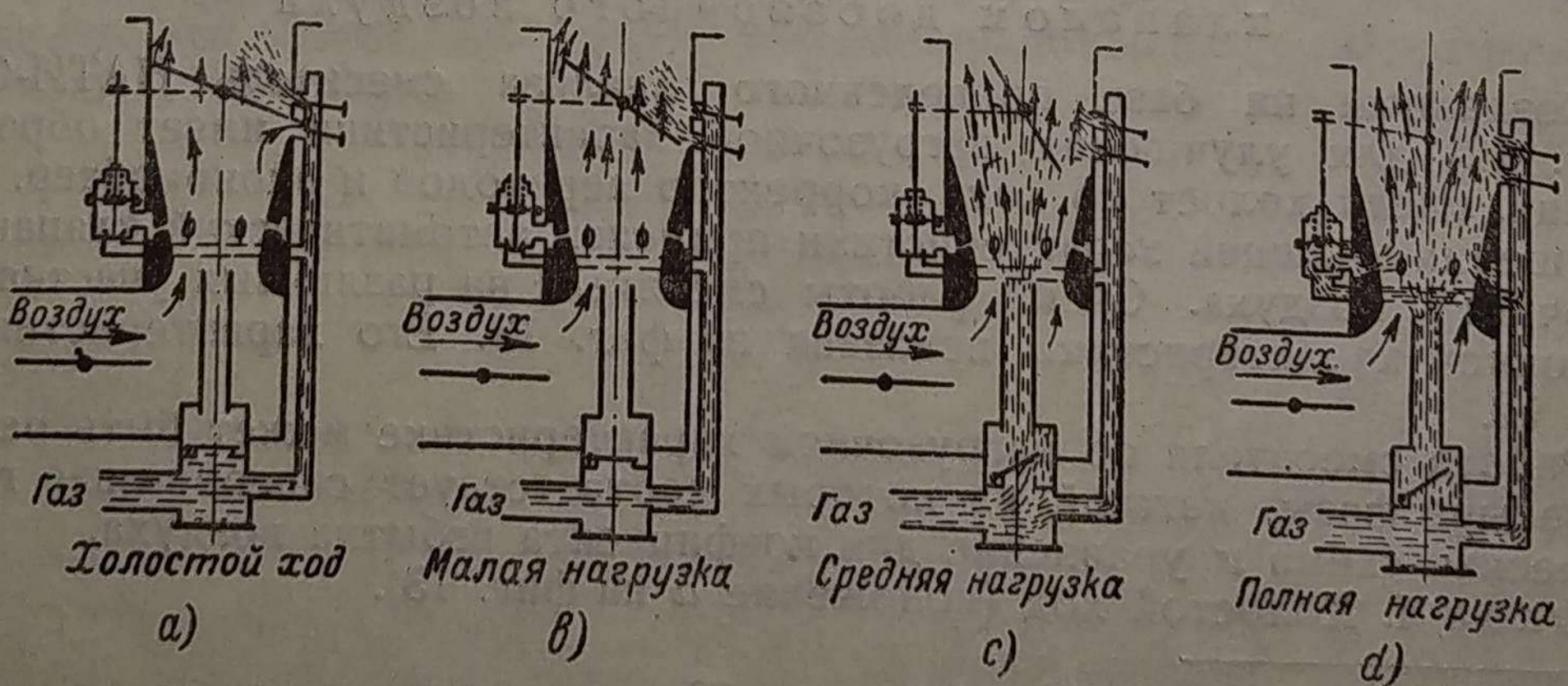
Фиг. 12. Схема смесителя с корректором переходов, экономайзером и клапаном добавочного воздуха (НАТИ — СГ 21).

Коэффициент избытка воздуха выражается уравнением:

$$\alpha' = A' \frac{f_{кор}}{f_2'} \sqrt{\frac{\Delta P_3}{\Delta P_3 - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}) \quad (8)$$

Соответствующие обозначения ясны из предыдущего.

Сечения газа и воздуха подбираются эмпирически с тем, чтобы  $\alpha' \approx 0,8$ , что соответствует устойчивому и экономному холостому ходу. Фаза II. Малые нагрузки (положение в фиг. 13).



Фиг. 13. Схема работы смесителя НАТИ — СГ 21.

Дроссельная заслонка несколько приоткрыта. Обратный клапан закрыт ( $\Delta P_{диф} < \Delta P_{ред}$ ). Клапан экономайзера также закрыт.

Газ поступает через два сверления: холостого хода и корректора переходов. Воздух поступает вокруг дроссельной заслонки.

Коэффициент избытка воздуха приближенно выражается уравнением

$$\alpha'' \approx A'' \frac{f_v''}{f_2'' + f_{кор}} \sqrt{\frac{\Delta P_3}{\Delta P_3' - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}) \quad (9)$$

где  $\Delta P_3'$  — некоторое среднее разрежение между разрежением в зоне сверления для газа холостого хода и разрежением в зоне корректора переходов.

Сечение холостого хода и корректора подбираются эмпирически с тем, чтобы работа на малых нагрузках и переход с средним были устойчивыми, что соответствует  $\alpha'' \approx 0,9 \div 1,1$ .

Фаза III. Средние нагрузки (положение *c* фиг. 13).

Дроссельная заслонка значительно приоткрыта, обратный клапан открыт ( $\Delta P_{диф} \gg \Delta P_{ред}$ ). Газ поступает в основном через центральную форсунку и, кроме того, в весьма незначительном количестве, которым можно пренебречь, через сверления корректора и холостого хода. Воздух поступает в диффузор и далее вокруг дроссельной заслонки.

Коэффициент избытка воздуха выражается уравнением

$$\alpha''' = A''' \frac{f_{в. диф}}{f_{з. фор}} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}). \quad (10)$$

Соотношение сечений для газа и воздуха подбирается эмпирически с тем, чтобы получить наилучшую экономику, что соответствует для светильного газа  $\alpha''' \approx 1,2 \div 1,3$ .

IV Фаза. Большие и полная нагрузки (положение *d* фиг. 13).

Дроссельная заслонка полностью открыта или близка к этому. Клапан экономайзера открыт.

Газ поступает через центральную форсунку и клапан экономайзера (газом холостого хода пренебрегаем).

Коэффициент избытка воздуха выражается уравнением

$$\alpha^{IV} = A^{IV} \frac{f_{в. диф}}{f_{з. фор} + f_{з. эк}} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} (10^4 - \Delta P_{ред}). \quad (11)$$

Сечение клапана экономайзера —  $f_{з. эк}$  — подбирается эмпирически с тем, чтобы получить максимальную мощность двигателя, что соответствует для светильного газа  $\alpha^{IV} \approx 0,93$ .

Как показывает фиг. 12, нагрузочные характеристики смесителя НАТИ-СГ 21 достаточно приближаются к идеальным.

Влияние автоматического клапана добавочного воздуха на нагрузочную характеристику является также благоприятным и заключается в следующем.

Клапан добавочного воздуха рассчитан таким образом, что он открывается на полной нагрузке при некотором разрежении в диффузоре, соответствующем сравнительно небольшим оборотам двигателя (фиг. 9). Однако такое же разрежение, достаточное для открытия клапана добавочного воздуха, создается в диффузоре и при неполной нагрузке, но при несколько больших оборотах. Таким образом клапан добавочного воздуха работает не только при полной нагрузке, но и при частичных, если, однако, число оборотов и нагрузка достаточно велики для создания соответствующего разрежения в диффузоре.

Включение клапана добавочного воздуха при больших нагрузках и оборотах создает обеднение смеси относительно малых нагрузок и оборотов.

Происходит сдвиг нагрузочных характеристик по оборотам двигателя, показанный на фиг. 12 и совпадающий с тем сдвигом нагрузочных характеристик, который отвечает требованиям двигателя и изображен на идеальной характеристике смесителя (фиг. 3).

Кроме того происходит некоторое относительное обеднение смеси при больших нагрузках (фиг. 12), еще более приближающее нагрузочные характеристики к идеальным, т. е. к кривым *c* на фиг. 2, соответствующим наиболее выгодной разновидности комбинированного регулирования. Следовательно, влияние клапана добавочного воздуха до некоторой степени устраняет недостаток экономайзера, о котором упоминалось в параграфе „смеситель с экономайзером“.

Таким образом разобранный смеситель обладает как нагрузочной, так и внешними характеристиками, близкими к идеальным.

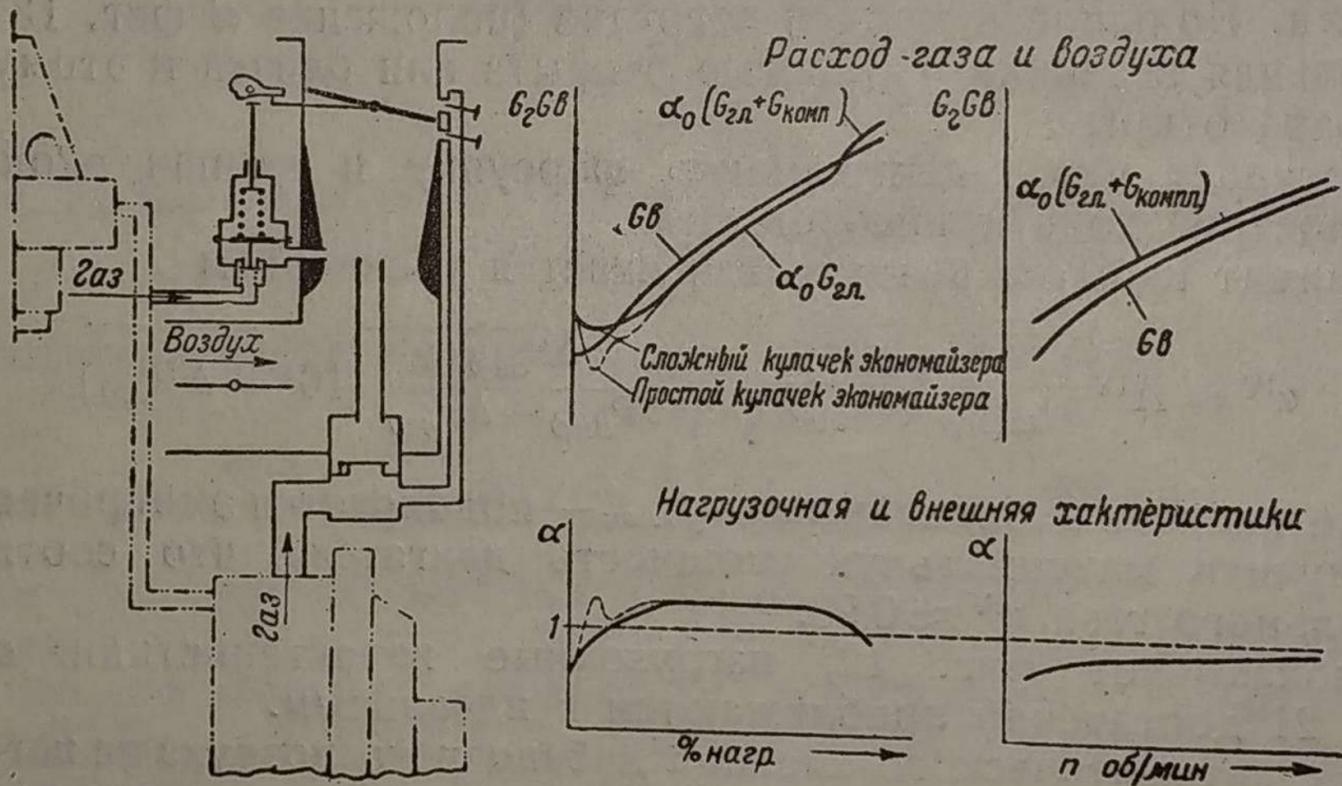
Влияние каждого из разобранных приспособлений для улучшения внешней нагрузочной характеристики отдельно было рассмотрено ранее; в настоящем параграфе показано, что совместное применение этих приспособлений не только не ухудшает работу какого-либо из них, но наоборот имеет место полезное влияние приспособления для улучшения внешней характеристики (клапана добавочного воздуха) на нагрузочную характеристику.

### Вторая рациональная схема

Смеситель с обратным клапаном, корректором переходов и компенсатором-экономайзером.

Другая схема смесителя, объединяющая ряд приспособлений, необходимых для улучшения как нагрузочной, так и внешней характеристик, представлена на фиг. 14.

Для обеспечения запуска и холостого хода этот смеситель снабжен обратным клапаном и обводным каналом, для улучшения переходов от



Фиг. 14. Схема смесителя с корректором переходов и компенсатором-экономайзером.

холостого хода к средним оборотам — корректором переходов. Для осуществления комбинированного метода регулирования (перехода к обедненной смеси при нагрузках менее 90%) и одновременно для улучшения внешней характеристики, смеситель снабжен приспособлением, названным „компенсатор-экономайзер“.

Это приспособление тождественно с описанным в параграфе „Смеситель с компенсационным устройством“, с тем лишь добавлением, что пружина компенсатора, открывающая его клапан, механически связана с дроссельной заслонкой таким образом, что лишь при полном открытии дроссельной заслонки эта пружина получает полный натяг и создает в камере компенсатора некоторое  $P_{комп}$ . При частичных нагрузках это давление отсутствует или значительно снижается.

Расход газа и воздуха определяется следующими выражениями:

При полной нагрузке (согласно формуле 6):

$$\alpha_{Ne_{max}} = \frac{k \sqrt{\Delta P_{диф}}}{k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} + k_2 \sqrt{P_{комп} + \Delta P_{диф}}}, \quad (12)$$

при частичной нагрузке ( $P_{комп} = 0$ ):

$$\alpha_{gemin} = \frac{k \sqrt{\Delta P_{диф}}}{k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}}. \quad (13)$$

Таким образом возможности улучшения нагрузочной характеристики заключаются в наличии своеобразного экономайзера, подающего при полной нагрузке добавочную порцию газа вследствие полного включения добавочного впуска газа.

Возможности же улучшения внешней характеристики попрежнему заключаются в наличии двух дозирующих отверстий для газа, поставленных в разные условия, причем для компенсаторного может быть подбором  $P_{комп}$  и  $k_2$  создан такой закон протекания  $\alpha = f(\Delta P_{диф})$ , который обеспечит некоторое обогащение смеси при уменьшении оборотов (см. параграф „Смеситель с компенсационным устройством“).

Таким образом посредством замены простого экономайзера с жесткой связью (клапана с дроссельной заслонкой) экономайзером типа газового редуктора удастся объединить устройство для улучшения нагрузочной характеристики с приспособлением для улучшения внешней характеристики. Компенсатор-экономайзер в данной конструкции заменяет экономайзер и клапан добавочного воздуха смесителя НАТИ-СГ21.

С практической точки зрения может все же показаться мало целесообразной замена двух столь простых и легко поддающихся регулировке приспособлений, как экономайзер и клапан добавочного воздуха, на несколько более сложный в этом отношении компенсатор-экономайзер.

Следует, однако, учесть ряд положительных дополнительных качеств, которые могут быть получены посредством компенсатора - экономайзера. К ним относятся следующие:

1. Улучшение переходов от холостого хода к средним оборотам и улучшение нагрузочной характеристики при нагрузках ниже средних.

При исследовании специального приспособления для улучшения переходов от малых оборотов к средним —

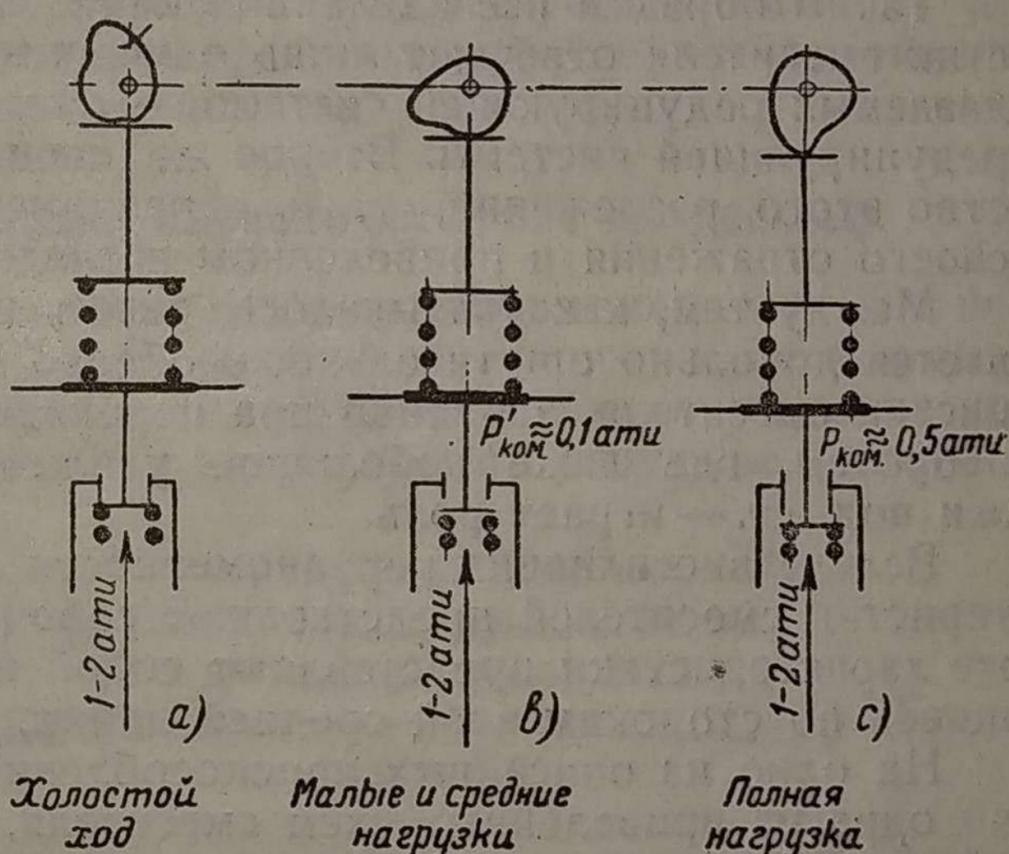
корректора переходов, был указан его недостаток — однозначность действия, неплавность работы. Вследствие этого, хотя переход от холостого хода к средним оборотам и значительно улучшается по сравнению со смесителем без корректора, все же характеристика смесителя с корректором на этом участке не вполне совпадает с идеальной (см. фиг. 8).

При исследовании экономайзера обнаруживается некоторый недостаток при нагрузках ниже средних.

Посредством исследуемого компенсатора-экономайзера есть возможность устранить этот недостаток, если при неполных нагрузках не освобождать полностью пружины, открывающей клапан компенсатора-экономайзера, как это принято при написании формулы (13), а оставить некоторую небольшую затяжку, обеспечивающую при частичных нагрузках некоторое  $P'_{комп}$ , значительно меньшее, чем  $P_{комп}$  при полной нагрузке. Схема работы кулачка на оси дроссельной заслонки при такой схеме показана на фиг. 15.

В этом случае немедленно при увеличении оборотов от холостого хода частично включается компенсатор, и формула (13) для коэффициента избытка воздуха на участке „холостой ход — средние обороты“ преобразуется в следующую:

$$\alpha_{х. х.} \approx \frac{k' \sqrt{\Delta P_3}}{k'' \sqrt{\Delta P'_3 - \Delta P_{ред}} + k''' \sqrt{P'_{комп} + \Delta P_{диф}}} \quad (14)$$



Фиг. 15. Схема действия кулачка компенсатора-экономайзера.

Наличие в знаменателе дополнительного члена, содержащего  $P'_{комп}$ , значительно смягчает неровность работы корректора переходов, вызванную включением корректора лишь на очень малом участке, а также недостаточность действия экономайзера при нагрузках ниже средних. Протекание  $\alpha$  становится более плавным и близким к идеальному (см. фиг. 3).

2. Возможности устранения влияния неравномерности редуцирующей системы.

Подробнее об этом качестве смесителя по рассматриваемой схеме будет сказано несколько далее.

Именно эти дополнительные положительные качества настоящей схемы имелись ввиду, когда указывалось, что эта схема достойна практической проверки.

## V. ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РЕДУЦИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

После соответствующей оговорки в начале главы III на протяжении всего последующего исследования неравномерность редуцирующей системы нами принималась равной 0, т. е.  $\Delta P_{ред} = \text{const}$ .

Таким образом все сделанные нами выводы по улучшению характеристик смесителя отвечают лишь одному из специфических условий, создаваемых редуцирующей системой — наличию разрежения на выходе из редуцирующей системы. Второе же специфическое условие — непостоянство этого разрежения, т. е. неравномерность, не нашло до сих пор своего отражения в приведенном исследовании.

Между тем, как указывалось ранее, влияние неравномерности сказывается довольно ощутительно, особенно на некоторых участках характеристик смесителя, а именно при переходах от холостого хода к средним оборотам, где даже небольшое увеличение разрежения — на несколько мм вод. ст. — играет роль.

Вследствие влияния неравномерности все приведенные кривые характеристик смесителей представляют собой лишь средние линии. Полные же характеристики представляют собой некоторые площади, располагающиеся по сторонам этой средней линии, как это показано на фиг. 5.

Ни одно из описанных приспособлений для улучшения характеристик, ни одна из приведенных схем смесителя, за исключением последней, не обладают способностью бороться с влиянием неравномерности.

Трудность борьбы с влиянием неравномерности редуцирующей системы на работу газового смесителя<sup>1</sup> заключается в том, что неравномерность является величиной независимой от режима работы двигателя, с которым так или иначе связаны все устройства в газовом смесителе.

### Устранение влияния неравномерности посредством компенсационного устройства

Положительным исключением является лишь последнее приспособление — компенсационное устройство (фиг. 14).

Замечательное свойство этого устройства, позволяющее бороться с влиянием неравномерности редуцирующей системы, заключается в том, что  $P_{комп}$ , которое здесь входит в уравнение для  $\alpha$  (см. уравнение 12), также не является постоянным и, так как описанное компенсационное устройство является, в сущности, частью редуцирующей системы (см. фиг. 14), изменяется (отклоняется от средней величины, обладает неравномерностью) в зависимости от тех же факторов, что и  $\Delta P_{ред}$ , т. е. от давления газа в баллонах и в некоторой мере от расхода. Поэтому при изменении  $\Delta P_{ред}$  одновременно изменяется и  $P_{комп}$ , компенсируя, таким образом влияние отклонения  $\Delta P_{ред}$  на  $\alpha$ .

<sup>1</sup> Здесь имеется в виду средства борьбы с неравномерностью посредством того или иного мероприятия в газовом смесителе; очевидно, имеется еще возможность борьбы с неравномерностью посредством улучшения редуцирующей системы.

Задача сводится к тому, чтобы подобрать такой закон неравномерности  $P_{комп}$ , который компенсировал бы неравномерность  $\Delta P_{ред}$ , т. е. сохранял бы

$$k_1 \sqrt{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} + k_2 \sqrt{P_{комп} + \Delta P_{диф}} = \text{const} \quad (15)$$

при изменении  $\Delta P_{ред}$  ( $\Delta P_{диф} = \text{const}$ ).

Уравнение (15) даже без цифр дает уже некоторое указание в этом направлении, а именно: неравномерность  $P_{комп}$  должна быть однозначна неравномерности  $\Delta P_{ред}$ , т. е. если при увеличении давления газа в баллонах  $\Delta P_{ред}$  возрастает, то и  $P_{комп}$  должно при этом возрастать.

Дальнейшее конкретное определение взаимоотношения неравномерностей  $P_{комп}$  и  $\Delta P_{ред}$  может быть сделано после определения всех величин, входящих в уравнение (15); эти величины определяются в свою очередь рядом условий, разобранных ранее и может оказаться, что в силу этих основных зависимостей членов уравнения (15) не удастся привести неравномерности  $P_{комп}$  и  $\Delta P_{ред}$  в полное соответствие. Однако на основании изложенного несомненно, что, при правильной взаимонаправленности этих неравномерностей, влияние неравномерности редуцирующей системы на характеристику смесителя при помощи предложенного компенсационного устройства может быть значительно смягчено.

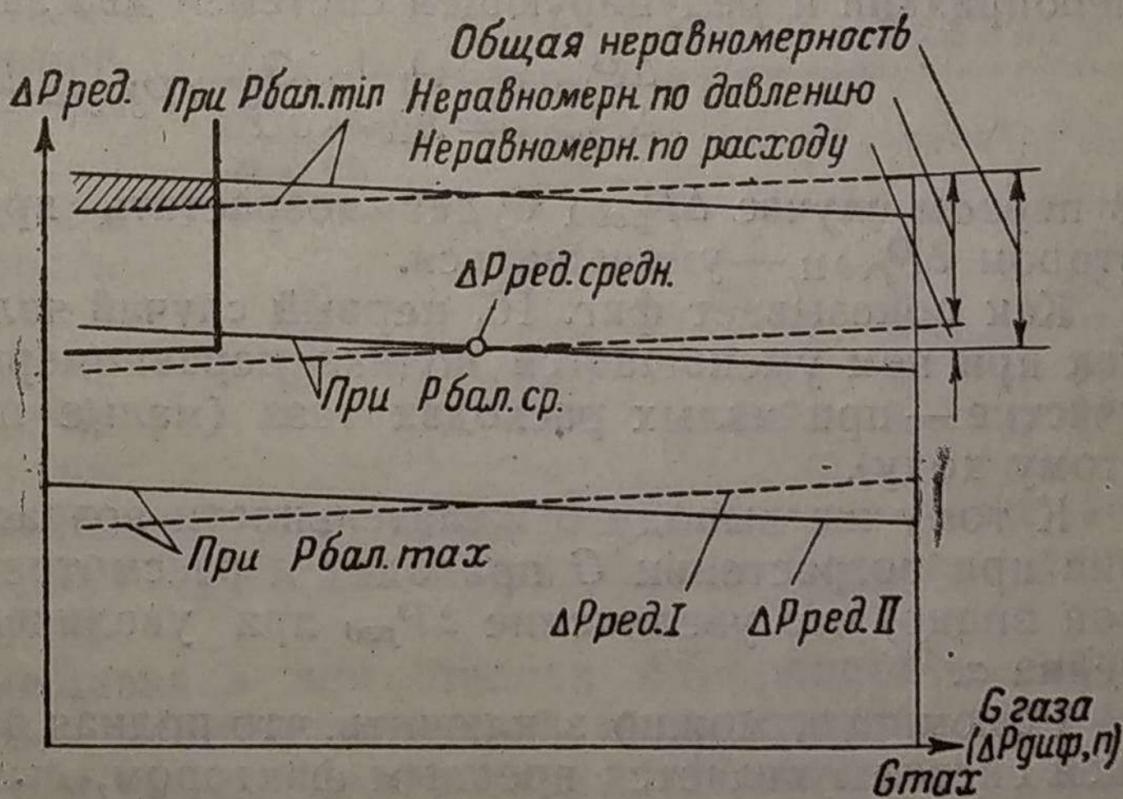
### Влияние характера протекания неравномерности по расходу

При проведении настоящего анализа влияния неравномерности мы исходили из того положения, что без неравномерности характеристики смесителя являются идеальными. При этом условии, очевидно, влияние неравномерности будет отрицательным в какую бы сторону она (неравномерность) ни была направлена (т. е. или в сторону уменьшения, или увеличения разрежения на выходе).

Однако возникает следующий вопрос — нельзя ли самую неравномерность использовать для улучшения характеристик смесителя. В самом деле, обратившись к формуле (2), на основании которой было показано, что изменение  $\alpha$  происходит вследствие изменения  $\Delta P_{диф}$  по внешней, или дроссельной характеристике двигателя, замечаем, что влияние изменения  $\Delta P_{диф}$  может быть компенсировано соответствующим изменением  $\Delta P_{ред}$ .

Таким образом, если будет создана неравномерность редуцирующей системы по определенному закону:  $\Delta P_{ред} = f(\Delta P_{диф})$ , то (на основании формулы (2), можно избежать отклонения  $\alpha$  при изменении  $\Delta P_{диф}$ .

Весь вопрос заключается в том, можно ли создать необходимую связь:  $\Delta P_{ред} = f(\Delta P_{диф})$ ? Оказывается, нельзя.



Фиг. 16. К вопросу о влиянии неравномерности по расходу

— Менее выгодный характер протекания неравномерности по расходу:

$$\Delta P_{ред II} = A_{II} - bG \quad (P_{бал} = \text{const}).$$

--- Более выгодный характер протекания неравномерности по расходу:

$$\Delta P_{ред I} = A_I + bG \quad (P_{бал} = \text{const}).$$

▭ Область наиболее сильного влияния неравномерности.  
 // // // // Уменьшение диапазона общей неравномерности на наиболее опасном участке при более выгодном характере протекания неравномерности по расходу.

В первом, но достаточном для рассматриваемого случая, приближении разрежение на выходе из редуцирующей системы может быть выражено [8] уравнением

$$\Delta P_{ред} \approx C + f(P_{бал}) \pm cG. \quad (16)$$

Изменение  $f(P_{бал})$  — вызывает неравномерность по давлению, изменение  $G$  — неравномерность по расходу. Полная неравномерность редуцирующей системы определяется суммарным изменением обеих величин (фиг. 16). Так как практическое изменение  $f(P_{бал})$  значительно превосходит для всех современных редуцирующих систем изменение  $G$ , неравномерность по давлению является доминирующей величиной, как это показано на фиг. 16 (к этому можно прибавить, что при более строгом рассмотрении коэффициент  $c$  в свою очередь зависит от  $P_{бал}$ , т. е. неравномерность по расходу в свою очередь зависит от давления  $P_{бал}$ ).

Таким образом при данном расходе, числе оборотов двигателя и нагрузке, а следовательно при данном  $\Delta P_{диф}$  полная неравномерность редуцирующей системы может принимать любые значения в определенном интервале, зависящем от изменения давления газа в баллонах и свойств редуцирующей системы.

Следовательно, возможность использования неравномерности для улучшения характеристик смесителя отсутствует, так как неравномерность является в основном функцией величины, не связанной с характеристикой смесителя, и режимом работы двигателя — величины давления газа в баллонах.

Можно лишь установить какое направление, какой характер изменения неравномерности по расходу является более выгодным (точнее менее невыгодным). Согласно формуле (16) при данном  $P_{бал} = \text{const}$  можно представить (и осуществить посредством соответствующих конструктивных мероприятий и редуцирующей системы) два закона протекания  $\Delta P_{ред}$ :

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_{ред I} &= A_I + bG \\ \Delta P_{ред II} &= A_{II} - bG \end{aligned} \right\} (P_{бал} = \text{const}) \quad (17)$$

В первом случае  $\Delta P_{ред I}$  будет возрастать при увеличении расхода, во втором  $\Delta P_{ред II}$  — уменьшаться.

Как показывает фиг. 16, первый случай является более выгодным, так как при нем уменьшается полная неравномерность на наиболее опасном участке — при малых расходах газа (малые нагрузки и переход к холостому ходу).

К тому же выводу о желательности возрастания  $\Delta P_{ред}$ , а не уменьшения при возрастании  $G$  приводит и рассмотрение формулы (2), из которой видно, что увеличение  $\Delta P_{ред}$  при увеличении  $\Delta P_{диф}$  уменьшает изменение  $\alpha$ .

Резюмируя, можно заключить, что полная неравномерность редуцирующей системы является вредным фактором, вызывающим колебания  $\alpha$ . Это вредное влияние неравномерности несколько меньше в том случае, если неравномерность по расходу однозначна последнему (т. е. увеличивается с увеличением расхода, а не наоборот).

## VI. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И КАЧЕСТВО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ

Рассмотренный в предыдущих главах первый из трех основных показателей смесителя — характер протекания коэффициента избытка воздуха — определяет важнейший элемент смесителя — принципиальную схему его устройства. Конструктивное же оформление этой схемы, правильный выбор формы и размеров основных конструктивных элементов смесителя определяется двумя другими показателями: гидравлическим и показателем качества перемешивания.

Эти показатели отражают две стороны процесса смешивания газа с воздухом в смесителе: гидравлическую, которая выдвигает требование наименьших гидравлических сопротивлений, и механическую, которая вы-

двигает требование однородности смеси. Обе стороны вопроса тесно связаны между собой, так как зависят в той или иной мере от одних и тех же факторов. Поэтому их необходимо рассматривать совместно в едином контексте.

### Влияние гидравлических потерь в смесителе и качества перемешивания на работу двигателя

Гидравлический показатель характеризуется потерей полного абсолютного давления в смесителе. Эти потери влияют на работу двигателя лишь на одном режиме — при полной нагрузке. Однако, так как отдача наибольшей мощности при полной нагрузке является важнейшей задачей двигателя, влияние гидравлических потерь нельзя не дооценивать.

Влияние потерь в смесителе на мощность двигателя в первом приближении может быть оценено на основании следующих простых расчетов. Из теплового расчета двигателя, например по Е. К. Мазингу [14]:

$$P_i = k \cdot P_a; P_e = P_i - P_{тр},$$

$$P_a = 1 - \Delta P_{см} - (\Delta P_{кол} + \Delta P_{кл}), \quad (18)$$

где  $\Delta P_{см}$ ,  $\Delta P_{кол}$  и  $\Delta P_{кл}$  — потери полного давления соответственно в смесителе, в коллекторе и в клапанах.

Примем, например, что при данном числе оборотов двигателя  $P_a = 0,9$  ата. (9000 мм вод. ст.),  $\Delta P_{кол} + \Delta P_{кл} = 1000$  мм вод. ст.,  $\Delta P_{см} = 0$ ,  $P_e = 5$  кг/см<sup>2</sup>,  $P_{тр} = 1,2$  кг/см<sup>2</sup>,  $P_i = 6,2$  кг/см<sup>2</sup>.

Определим изменение  $P_e$  при изменении  $\Delta P_{см}$ . При этом  $P_{тр}$  будем считать неизменной величиной, так как оно в основном определяется оборотами двигателя. Также неизменными примем потери  $(\Delta P_{кол} + \Delta P_{кл})$ , пренебрегая крайне незначительным изменением этих потерь при увеличении  $\Delta P_{см}$  вследствие изменения удельного веса.<sup>1</sup>

Примерный подсчет влияния потерь в смесителе на мощность двигателя см. табл. 5.

Как показывает таблица 5, изменение  $P_e$  в процентах значительно больше процентного изменения  $P_a$ .

Практика показывает, что приведенная оценка даже несколько преуменьшает влияние  $\Delta P_{см}$  на мощность. Следовательно, с этим влиянием необходимо считаться.

Влияние качества перемешивания или степени однородности смеси проявляется на всех режимах работы двигателя и ощутительно сказывается как на мощности, так и на удельном расходе (эффективном к. п. д. двигателя). Существует мнение, недооценивающее влияние качества перемешивания в газовых смесителях. Это мнение основывается на том, что условия перемешивания в смесителе якобы не важны, так как в дальнейшем на пути смеси к цилиндру — в коллекторе и клапанах — обеспечено достаточно полное перемешивание благодаря большим скоростям и завихрениям. При этом упускается из виду, что вопрос об однородности смеси имеет двойное значение. Требуется, во первых, однородность смеси, поступающей в цилиндр и, во вторых, однородность (точнее одинаковость) смесей, поступающих в различные цилиндры двигателя.

Совершенно очевидно, что если первое требование может быть обеспечено дополнительным перемешиванием смеси после смесителя, то вто-

Таблица 5

$\Delta P_{см}$ мм вод. ст.	$P_e$ мм вод. ст.	%	$P_a$ кг/см <sup>2</sup>	%
0	9000	100	5	100
100	8900	99	4,92	98,4
200	8800	97,9	4,86	97,2
300	8700	96,8	4,8	96
400	8600	95,7	4,72	94

<sup>1</sup> Ошибка вследствие этого допущения скрадывается в значительной мере тем, что мы не принимаем к рассмотрению влияние отрицательной площадки индикаторной диаграммы. При учете этой величины, которая также весьма мало меняется при изменении  $\Delta P_{см}$ , влияние этого изменения сказывается еще больше.

рое важнейшее требование несколько этим дополнительным перемешиванием не удовлетворяется. Выходя из смесителя, заряд разветвляется, направляясь к различным группам цилиндров и, если здесь (на выходе из смесителя) смесь была неоднородной, то никакое дополнительное перемешивание в коллекторе не устранил различия в качестве зарядов, поступающих в различные цилиндры.

### Гидравлические потери в смесителе

С точки зрения гидравлики газовый смеситель представляет собой типичный тройник, в котором происходит смешивание двух потоков. Теория смешивания потоков в тройниках подробно разработана за последние годы проф. Каменевым [7]. Этой теории мы в основном и придерживаемся в дальнейшем.

На пути следования газа и воздуха через смеситель имеют место следующие потери полного гидродинамического давления:

а) Потери на трение (о стенки и трение струй) при протекании через входные патрубки и преодолении местных сопротивлений: заслонок, входа, диффузора.

Эти потери могут быть оценены по формуле

$$\Sigma \Delta P_{тр} = \Sigma_1 \xi_{\delta} \cdot \frac{m_{\delta}}{m_{\delta} + m_2} \cdot \frac{v_{\delta}^2}{2g} \gamma_{\delta} + \Sigma_2 \xi_2 \frac{m_2}{m_{\delta} + m_2} \frac{v_2^2}{2g} \gamma_2 + \xi_{\partial} \cdot \frac{v_{\partial}^2}{2g} \gamma_c + \Sigma_3 \xi_c \frac{v_c^2}{2g} \gamma_c, \quad (19)$$

где  $\xi_{\delta}$ ,  $\xi_2$ ,  $\xi_{\partial}$ ,  $\xi_c$  — коэффициенты сопротивлений: в воздушном патрубке (до диффузора), в газовом патрубке, в диффузоре и после диффузора,  $m_{\delta}$ ,  $m_2$ ,  $\gamma_{\delta}$ ,  $\gamma_2$ ,  $\gamma_c$  — массы и удельные веса воздуха, газа и смеси.

$v_{\delta}$ ,  $v_2$ ,  $v_{\partial}$ ,  $v_c$  — скорости: воздуха и газа во входных патрубках, смеси в горловине диффузора и за диффузором.

Формула (19) показывает, что потери на трение зависят, во первых, от конструктивных параметров ( $\xi$ ) и, во вторых, от скоростей потоков.

б) Потери на гидравлический удар (на выходе из диффузора и в других местах, где имеют место не вполне плавные расширения).

Эти потери оцениваются формулой Карно-Борда

$$\Delta P_B = \frac{m(v_a - v_b)^2}{2g} \gamma, \quad (20)$$

где  $v_a$  — скорость до гидравлического удара,  
 $v_b$  — скорость после гидравлического удара.

в) Потери на удар при смешении в смесительной камере.

За последние годы утвердилось мнение, что смешение двух газов, обладающих различными скоростями, сопровождается явлением удара [7], [15], который рассматривается как вполне неупругий и подчиняющийся законам механики твердых тел.

Потеря энергии, выражающаяся в потере полного гидродинамического напора или давления, при этом определяется по выражениям [7]:

$$\Delta P_{уд} = \frac{m_{\delta}}{m_{\delta} + m_2} \cdot \frac{v_{\delta 1}^2}{2g} \gamma_{\delta} + \frac{m_2}{m_{\delta} + m_2} \cdot \frac{v_{21}^2}{2g} \gamma_2 - \frac{v_{c1}^2}{2g} \gamma_c, \quad (21)$$

где  $v_{\delta 1}$  и  $v_{21}$  — скорости потоков перед смешением,  
 $v_{c1}$  — общая скорость после смешения.

$$v_{c1} = \frac{m_{\delta} \cdot v_{\delta 1} \cos \alpha_1 + m_2 v_{21} \cos \alpha_2}{m_{\delta} + m_2}, \quad (22)$$

где  $\alpha_1$  — угол между направлениями  $v_{\delta 1}$  и  $v_{c1}$ ,  
 $\alpha_2$  — угол между направлениями  $v_{21}$  и  $v_{c1}$ .

Таким образом потери на удар при смешении зависят от разности скоростей и масс соударяющихся газов и направления этих скоростей (потоков). Потери тем меньше, чем меньше разница скоростей потоков и чем меньше угол между направлениями потоков.

### Идеальный и действительный смесители. Условия необходимости диффузора и его влияние

Сообразуясь с описанными причинами потерь, идеальным с гидравлической стороны представляется смеситель, состоящий из гладкой трубы, куда параллельными потоками с одинаковыми скоростями входят газ и воздух.

Однако ряд практических обстоятельств заставляет отклоняться от идеальной гидравлической схемы. Эти обстоятельства связаны в первую очередь со специфическими условиями работы газового смесителя, вызывающими разницу в давлениях газа и воздуха на входе в смеситель. Вследствие этого скорости газа и воздуха на входе в смесительную камеру неравны:

$$v_1 = \mu_1 \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}}}{2g}}; \quad v_2 = \mu_2 \sqrt{\frac{\Delta P_{\text{диф}} - \Delta P_{\text{ред}}}{2g}}$$

и поэтому неизбежен удар при смешении.

Значительно важнее другое обстоятельство. Как было подробно рассмотрено ранее (см. гл. 1), наличие разрежения газа на выходе из редуктора заставляет заботиться об обеспечении при определенных режимах некоторого разрежения в смесительной камере с тем, чтобы сохранить минимальную величину  $(\Delta P_{\text{см}} - \Delta P_{\text{ред}})_{\text{min}}$ , обеспечивающую необходимый расход газа и удовлетворительный коэффициент избытка воздуха. В том случае, если удовлетворение этого условия не обеспечивается цилиндрической смесительной камерой с диаметром, равным диаметру входного отверстия всасывающего коллектора, который считаем заданным, необходимое понижение давления достигается введением диффузора.<sup>1</sup>

Следует подчеркнуть, что применение диффузора является вынужденной мерой. Если разрежение за редуцирующей системой невелико и в смесителе применен ряд эффективных приспособлений, обеспечивающих достаточное поступление газа на всех режимах без диффузора, подобный смеситель будет обладать значительным преимуществом, особенно при больших оборотах двигателя, так как основная доля потерь в смесителе падает на диффузор.

В табл. 6 приведены результаты примерного подсчета потерь полного давления в диффузоре в зависимости от диаметра его горловины. В качестве заданных параметров выбраны конкретные условия для двигателя М-1  $n = 2800$  об/мин., диаметр входного отверстия всасывающего коллектора — 38 мм.

Определение потерь в диффузоре производилось по формуле

$$\Delta P_{\text{пот. диф.}} = \xi_d \frac{v_d^2}{2g} \gamma_c, \quad (23)$$

где  $\xi_d$  — коэффициент потерь в диффузоре — принят равным 0,4 согласно данным Кирсанова [5] для диффузоров карбюраторных двигателей.

<sup>1</sup> Можно, как известно, применить другой способ понижения давления на входе в смесительную камеру: посредством введения местного сопротивления (заслонки) на входе воздуха. Невыгодность этого способа по сравнению с применением диффузора очевидна: диффузор дает местное понижение пьезометрического напора за счет увеличения скоростного, который после диффузора снова переходит в пьезометрическое давление (за исключением потерь на трение в диффузоре); диффузор таким образом является трансформатором энергии, в то время как понижение давления посредством воздушной заслонки целиком уходит в потери полного давления; заслонка, таким образом, является поглотителем энергии. Несмотря, однако, на очевидность приведенных соображений, в некоторых конструкциях газогенераторных смесителей применяется все же воздушная заслонка, что можно объяснить только пренебрежением к элементарным физическим законам.

Определение  $v_d$  производилось по формулам:

$$v_d = \frac{G_1 + G_2}{f_d} \approx \frac{P_0 \cdot v_n \cdot n}{f_d \cdot R T_0 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot \gamma_0} \eta_v \quad (24)$$

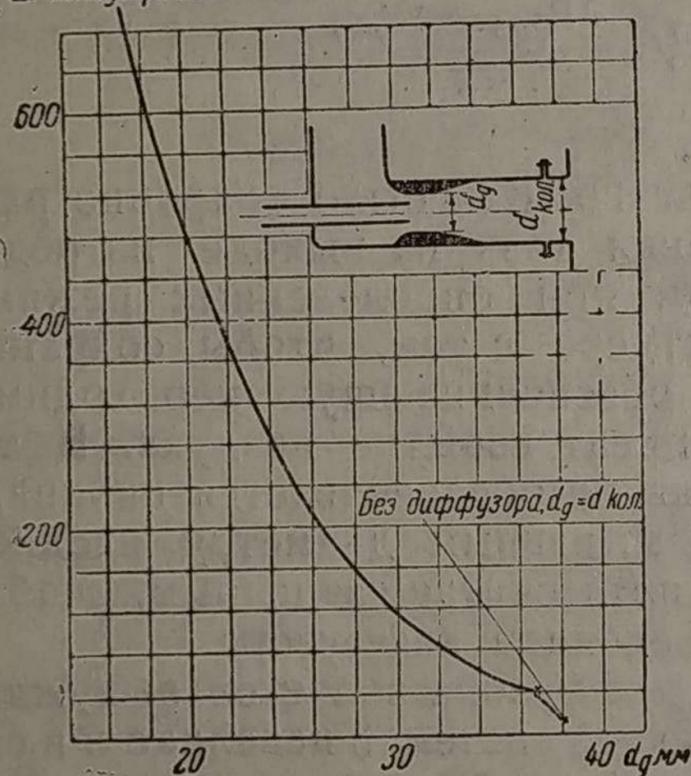
Подставляя значения:  $n = 2800$  об/мин,  $\eta_v = 0,65$  и параметры двигателя, получим  $G_1 + G_2 = 0,048$  м<sup>3</sup>/сек.

Очевидно, что здесь допускается ошибка, так как  $\eta_v$  принимается одинаковым для всех диффузоров. Также практически ошибочно принимать одинаковый угол раскрытия диффузора для разных диаметров горловины. Однако для приближенной оценки явления такие допущения возможны (сделанные допущения еще более оправданы, если подойти с той точки зрения, что все рассматриваемые диффузоры поставлены в одинаковые условия в отношении расхода и геометрической формы).

Примерный подсчет влияния диаметра горловины на потери в диффузоре см. табл. 6.

В табл. 6 и на фиг. 17 приведены также потери при отсутствии диффузора, т. е. для гладкой трубы, диаметром 38 мм (тот же,

$\Delta P_{пот. диф. мм вод. ст.}$



Фиг. 17. Влияние диаметра горловины на потери в диффузоре при  $G = 0,048$  м<sup>3</sup>/сек.

что и у всасывающего коллектора). Для примерной оценки значения потерь в диффузоре относительно общей потери давления в смесителе воспользуемся опытными данными, полученными при работе на светильном газе с двигателем М-1. При  $d_d = 27$  мм и  $n = 2800$  об/мин замеренное разрежение в коллекторе составляло 780 мм вод. ст., площадь сечения коллектора равнялась 1630 мм<sup>2</sup>, следовательно скоростной напор составлял 115 мм вод. ст. Таким образом даже в этом случае довольно широкого диффузора потери в диффузоре составляли, примерно, 27% от всей потери в смесителе плюс потери на входе во всасывающую трубу.

Таблица 6

Диаметр горловины диффузора $d_d$ мм	Скорость в горловине $v_d$ м/сек	Потери в диффузоре $\Delta P_{пот. диф. мм вод. ст.}$
19	165	682
23	115	330
27	84	177
31	63,5	100
34	53	70
Без диффузора $d_d = d_{кол} = 38$ мм	42,5	~15

что и у всасывающего коллектора).

Для примерной оценки значения потерь в диффузоре относительно общей потери давления в смесителе воспользуемся опытными данными, полученными при работе на светильном газе с двигателем М-1. При  $d_d = 27$  мм и  $n = 2800$  об/мин замеренное разреже-

### Определение диаметра горловины диффузора

Приведенные выше данные наглядно иллюстрируют преимущество бес-диффузорного смесителя и желательность, во всяком случае, максимально возможного увеличения диаметра горловины диффузора, если последний необходим.

Критическим режимом, определяющим необходимость диффузора и лимитирующим его диаметр, является переход от холостого хода к средним оборотам (гл. II, III). Диаметр диффузора можно увеличивать до тех пор, пока обеспечиваются хорошие плавные переходы от холостого хода к средним оборотам под нагрузкой и без нее. Выбранный таким образом диаметр диффузора необходимо проверить еще на режиме самых малых оборотов по внешней характеристике (при полной нагрузке). На этом режиме  $\Delta P_{диф}$  также падает весьма низко и может оказаться, что уменьшившаяся при этом разница ( $\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}$ ) вызовет здесь недопустимое

увеличение  $\alpha$ , а следовательно уменьшение мощности. Очевидно, значительную роль в данном случае играет клапан добавочного воздуха или другое приспособление, корректирующее  $\alpha$  по внешней характеристике.

К сожалению, практически невозможно дать точную формулу расчета диаметра диффузора, так как на расчетном режиме (переход от холостого хода к средним оборотам) действует помимо диффузора и газовой форсунки система холостого хода и корректора переходов, влияние которых не поддается точному расчету.

Очевидно, что диаметр диффузора будет зависеть от тех же условий, которые влияют на качество перехода от холостого хода к средним оборотам (или иначе на устойчивость работы при самых малых нагрузках), т. е. от величины разрежения на выходе из редуцирующей системы и от системы холостого хода и корректора перехода.

Для приближенного предварительного определения диаметра диффузора можно рекомендовать следующее эмпирическое правило, оправдавшее себя на ряде конструкций: диаметр диффузора должен быть таким, чтобы при малом числе оборотов ( $n \approx 1000$  об/мин.) и половинном дросселе разрежение в его горловине по меньшей мере в два раза превосходило разрежение газа на выходе из редуктора.

Приняв такую предпосылку, можно написать

$$0,5 \cdot G_{\text{в}}(n=1000) \approx \psi_{\text{в}} \cdot f_{\text{в}} \cdot \sqrt{2g \frac{2 \cdot \Delta P_{\text{ред. max}}}{\gamma_{\text{в}}}},$$

откуда

$$f_{\text{в}} \approx \frac{G_{\text{в}}(n=1000)}{11,4 \cdot \psi_{\text{в}} \sqrt{\Delta P_{\text{ред. max}}}} \quad (25)$$

$G_{\text{в}}(n=1000)$  может быть определен по геометрическим размерам двигателя и коэффициенту наполнения:

$$G_{\text{в}} = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{G_{\text{в теор}}}{\gamma_{\text{в}}} \eta_{\text{в}} = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{P_0 V_h n}{R \cdot T_0 \cdot 3600 \cdot 2 \cdot \gamma_{\text{в}}} \eta_{\text{в}} \quad (26)$$

Задаваясь  $\alpha$ , согласно данным таблицы 2 и  $\eta_{\text{в}}$  по аналогии с другими двигателями, можно приближенно определить  $G_{\text{в}}(n=1000)$ , а затем  $f_{\text{в}}$ .

Для нахождения сечения горловины диффузора к полученному воздушному сечению должно быть прибавлено сечение газовой форсунки, определение которого при известном сечении для воздуха не представляет труда.

Как показали наблюдения, полученное таким образом сечение горловины диффузора оказывается вполне достаточным при наличии эффективного приспособления для улучшения переходов (корректора переходов); в случае отсутствия такого приспособления, диаметр горловины диффузора приходится несколько уменьшать.

Между прочим формула (25) позволяет ориентировочно определить, при каком разрежении за редуцирующей системой можно обойтись без диффузора. Для этого необходимо подставить в формулу (25) величину  $f_{\text{в}} = \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} f_{\text{кол}}$ , где  $f_{\text{кол}}$  — сечение входного патрубка всасывающего коллектора.

$$\Delta P_{\text{ред. опт.}} \leq \left[ \frac{(1 + \alpha L_0) \cdot G_{\text{в}}(n=1000)}{\alpha L_0 \cdot 11,4 \cdot \psi_{\text{в}} f_{\text{кол}}} \right]^2 \quad (27)$$

Если заданное (или полученное из расчета редуцирующей системы)  $\Delta P_{\text{ред. max}}$  меньше  $\Delta P_{\text{ред. опт.}}$ , то можно обойтись без диффузора.

### Запуск газового двигателя

Иногда связывается выбор диаметра горловины диффузора с необходимостью при запуске создать в диффузоре некоторое разрежение, положение для открытия клапана редуктора. Покажем, что подобные соображения неправильны.

При запуске двигателя в редуцирующую систему передается не разрежение в диффузоре, а разрежение поверх дроссельной заслонки. Это достигается посредством приспособления для холостого хода и запуска описанного ранее типа или другого, которым обладает любой из современных газовых смесителей. Разрежение, передаваемое через рационально сконструированное приспособление для холостого хода и запуска в редуцирующую систему, весьма велико. По опытам с двигателем ГАЗ-А на светильном газе оно достигает 3000 мм вод. ст., что значительно превышает наблюдающиеся на практике разрежения на выходе из редуцирующей системы. Таким образом приходим к заключению, что запуск газового двигателя не зависит ни от диаметра диффузора, ни от разрежения на выходе из редуцирующей системы, а зависит лишь от приспособления для холостого хода и запуска.

Приведенные рассуждения соответствуют важному практическому правилу: автомобильный двигатель, работающий на баллонном газе с описанной топливоподающей аппаратурой, следует заводить с полностью прикрытой дроссельной заслонкой, когда в редуцирующую систему передается высокое разрежение через приспособление для холостого хода и запуска.

### Качество перемешивания

Противоположное влияние основных факторов на гидравлические потери и качество перемешивания.

Вопрос о смешивании газовых потоков, подобных существующим в газовых смесителях, недостаточно изучен. В известной мере этому способствует предположение, что совершенное, вообще говоря, смешивание газов не требует и в данном случае заботы об этом процессе. Однако, учитывая чрезвычайно ограниченное время, отведенное для перемешивания газа с воздухом в смесителе, следует признать такую точку зрения не оправданной.

Общие законы турбулентного смешения, предложенные Prandtl [16] и разработанные Flügel [17], относятся главным образом к параллельным потокам, движущимся с большими относительными скоростями (применительно к инжекторам). Весьма вероятно, что основное исходное положение теории перемешивания Prandtl, согласно которому полное перемешивание достигается тогда, когда скорости потоков полностью уравниваются, нуждается в поправках при условии небольших разниц в скоростях и больших разниц в массах смешивающихся потоков, которые имеют место в газовых смесителях.

Весьма существенным пробелом указанной теории с точки зрения ее применения в газовом смесителе является также отсутствие учета угла между направлениями потоков (он принят равным 0), являющегося немаловажным фактором при смешении.

Разработка теории перемешивания потоков применительно к газовым смесителям может послужить темой самостоятельной обширной работы. Здесь ограничимся рядом логических замечаний, основанных на общих законах о влиянии важнейших факторов на перемешивание.

После исключения из рассмотрения предопределенных соотношений скоростей и масс остаются следующие факторы, находящиеся в распоряжении конструктора: степень турбулентности потоков, время перемешивания и угол между направлениями потоков.

Очевидно, что чем больше степень турбулентности, т. е. чем больше скорости, тем перемешивание лучше. Увеличение времени перемешивания, т. е. при данной скорости длины смесительной камеры, также, очевидно, улучшает перемешивание. Не менее, а вероятно еще более важным фактором является угол между направлениями потоков. Увеличение этого угла значительно улучшает перемешивание.

Обращаясь к рассмотренному ранее влиянию различных факторов на гидравлические потери в смесителе, обнаруживаем, что интересы гидравлического показателя и показателя перемешивания прямо противополо-

ложны: изменения указанных трех факторов, которые улучшают качество перемешивания, в то же время увеличивают гидравлические потери.

Очевидно, при выборе этих оптимальных значений, задача заключается в том, чтобы оценить результаты влияния указанных факторов на гидравлические потери и качество перемешивания и отсюда на работу двигателя.

По вопросу о скоростях потоков (т. е. о размере горловины диффузора) следует решающее слово оставить за гидравлическим показателем, интересы которого предписывают максимальное снижение скоростей. Некоторое уменьшение турбулентности потоков, повидимому, слабее влияет на работу двигателя, чем уменьшение гидравлических потерь. При этом следует заметить, что даже при весьма малых расходах газа и воздуха движение в смесителе остается турбулентным, т. е. благоприятным для перемешивания.

Кроме того, при уменьшении расхода увеличивается время перемешивания, что в известной степени компенсирует уменьшение скорости, а следовательно уменьшение турбулентности.

По вопросу о влиянии длины смесительной камеры нет экспериментальных данных. Есть основание предполагать, что увеличение длины смесительной камеры должно влиять положительно, так как увеличение гидравлических сопротивлений при этом относительно невелико, а улучшения качества перемешивания — значительно. Особенно следует рекомендовать увеличение длины смесительной камеры (в том случае, если позволяют габариты автомобиля) за дроссельной заслонкой, где имеет место значительная скорость потока даже при неполных нагрузках.

Вопрос об оптимальном угле между направлениями потоков требует более подробного рассмотрения.

На практике вопрос об угле между потоками сводится к способу подвода газа к диффузору. Применяются аксиальный и радиальный подводы газа. Вопрос о преимуществах каждого из этих способов поднимался не только относительно смесителей для двигателей, работающих на баллонных газах, но еще чаще относительно смесителей для двигателей, работающих на генераторном газе.

При этом мнения различных исследователей не совпадали. Так Finkbeiner [12] подробно описывает хорошие результаты, достигнутые им благодаря применению для генераторного газа смесителя с центральным газовым соплом и параллельными потоками газа и воздуха. Он заявляет, что, по сравнению с обычным смесителем тройникового типа, ему удалось увеличить мощность двигателя на 10%.

Объясняет он положительный результат лучшими гидравлическими условиями при параллельных потоках и наличием „инжекционного действия“ быстротекущего воздуха. Отсюда (без достаточных оснований) смеситель, подобный предложенному Finkbeiner типу, иногда называют инжекционным.

Между тем ряд других исследователей в области автомобильных газогенераторов (например проф. Карпов [4]) рекомендуют смесители с радиальным подводом газа и перпендикулярными (или близкими к этому) потоками газа и воздуха, ссылаясь на лучшие при этом условия перемешивания.

Из приведенных ранее данных ясно, что каждое из этих соображений имеет свое основание. Вопрос заключается лишь в конкретном отражении на работе двигателя преимуществ каждого способа подвода газа в диффузор.

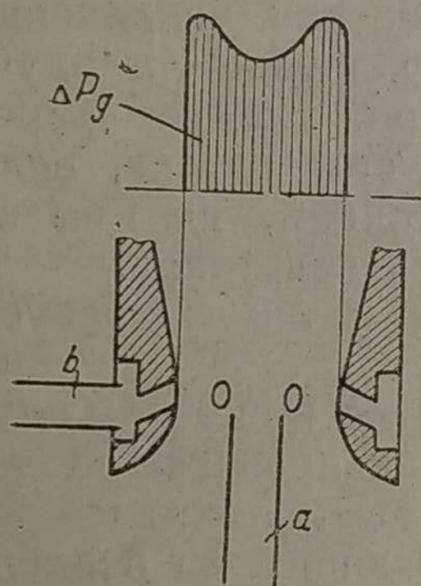
Наиболее объективные данные по этому вопросу получены Ошеровым (Москва — ЗИС), который приводит [5] внешние характеристики двигателя ЗИС, работавшего на генераторном газе с различными смесителями, обладающими как радиальным, так и аксиальным подводом газа. Приведенные Ошеровым данные показывают, что лучшие гидравлические качества смесителей с параллельными потоками (аксиальный подвод газа) сказывались лишь незначительно на больших оборотах двигателя (большие скорости

потоков), при которых эти смесители обеспечивают мощность двигателя, примерно, на 2,5% большую, чем при радиальном подводе газа.

Наоборот, на малых оборотах двигателя лучшие условия перемешивания дают преимущество смесителям с перпендикулярными потоками, которые обеспечивают на этих режимах мощность, примерно, на 3% большую, чем при аксиальном подводе.

В отношении смесителей для двигателей, работающих на баллонных газах, точно так же имеются разноречивые указания. Так, например, Rixmann [11] указывает на преимущества смесителя с центральным соплом, не подкрепляя, впрочем, это заявление подробными данными или доводами. Наоборот, Gerson [13] указывает со ссылкой на многочисленные опыты, произведенные в Германии, что смесители с аксиальным и радиальным подводом газа оказались практически равноценными.

Последнее обстоятельство в части мощности и расхода на полном дросселе подтверждается рядом опытов и наблюдений в НАТИ и вполне согласуется с высказанными выше теоретическими предпосылками: вследствие относительной незначительности массы газа относительно массы воздуха потери на удар при смешении невелики (формулы 21/22) и поэтому на потери способ подвода газа в диффузор не оказывает значительного влияния.



Фиг. 18. К вопросу об аксиальном и радиальном вводе газа в диффузор: *a* — аксиальный подвод газа, *b* — радиальный подвод газа

Интересно отметить, что все вышеприведенные исследователи касаются рассматриваемого вопроса лишь с точки зрения непосредственного влияния смесителя на мощность и экономику двигателя при полной нагрузке и совершенно не затрагивают важнейшего вопроса о влиянии смесителя на устойчивость работы двигателя при различных режимах и в частности на работу двигателя при малых нагрузках и связанные с ней переходы от холостого хода к средним оборотам.

Между тем, как было показано выше (гл. II—III), именно эти режимы выдвигают наибольшие трудности перед смесителем для баллонного газа, так как основной задачей диффузора такого смесителя является создание достаточного разрежения в горловине на этих режимах. Поэтому, очевидно, что газ целесообразнее всего подводить в ту часть диффузора и его горловины, где разрежение наибольшее.

По сечению горловины диффузора разрежение, как известно из гидродинамики, распределяется согласно фиг. 18. Наибольшее разрежение имеет место вблизи стенок, наименьшее в осевой струйке, причем они разнятся на 10—15% [6].

Таким образом с точки зрения наилучшего использования диффузора, т. е. подачи газа в место наибольшего разрежения, радиальный подвод газа имеет определенное преимущество перед аксиальным и позволяет, имея в виду подбор диаметра диффузора по наименьшему достаточному при малых нагрузках  $\Delta P_{диф. мин}$ , увеличить площадь сечения горловины диффузора на 5—10% по сравнению с аксиальным подводом.

## VII. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЯ

Покажем кратко методику применения изложенных теоретических положений на примере расчета смесителя НАТИ—СГ21 для двигателя М-1, работающего на московском светильном газе. Этот смеситель осуществлен на практике, некоторые результаты его испытаний приводятся ниже.

Примем следующие заданные условия: среднее разрежение за редуцирующей системой —  $\Delta P_{ред. ср} = 30$  мм вод. ст., неравномерность — 20 мм вод. ст.; остальные условия определяются параметрами заданного двигателя и газа.

Смеситель НАТИ—СГ21, принципиальная схема и схема действия ко-

того показаны на фиг. 12 и 13, содержит целый ряд устройств и приспособлений: устройство холостого хода, корректор переходов, экономайзер и другие, включающиеся при определенных режимах и оказывающие различное влияние на различные участки характеристик смесителя, поэтому чрезвычайно важным моментом при расчете того или иного элемента является правильный выбор режима (или режимов), при котором ведется расчет.

Выбранный для расчета того или иного элемента режим должен быть наиболее важным, наиболее существенным для рассчитываемого элемента.

Приводимая ниже схема расчета является упрощенной.

Более точный расчет, схема которого без труда может быть составлена на основе изложенной теории, требует совместного решения довольно громоздких уравнений и представляется нецелесообразным.

В том случае, если по окончании упрощенного расчета некоторые участки получившихся характеристик окажутся не вполне удовлетворительными, следует произвести полный или частичный перерасчет, изменив соответствующие размеры, влияющие на неудовлетворительные участки; изложенный материал дает достаточные указания для определения, какой именно размер влияет на тот или иной участок характеристики.

Такой способ уточнения упрощенного расчета представляется более экономичным и целесообразным, чем применение громоздкой схемы более точного расчета.

### Определение сечений горловины диффузора и газовой форсунки

а) Определение воздушного сечения горловины —  $f_v$ . Для ориентировочного определения  $f_v$  по формуле (25) находим  $G_{v(n \approx 1000)}$  по формуле (26).

Задавая  $\alpha_{(n \approx 1000)} = 1,15$  (табл. 2),  $\eta_v = 0,82$  и подставляя параметры двигателя М-1 и московского светильного газа, получаем  $G_{v(n \approx 1000)} \approx 0,018 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Подставляя заданное значение  $\Delta P_{ред. \max} = 30 + 20 = 50 \text{ мм вод. ст.}$  в формулу (25), получим

$$f_v \approx \frac{0,018 \cdot 10^6}{11,4 \cdot 0,6 \cdot 50} \approx 373 \text{ мм}^2.$$

б) Определение проходного сечения для газа в горловине диффузора (сечение газовой форсунки) —  $f_2$ . Режим, при котором следует рассчитывать  $f_2$ , необходимо выбрать таким, при котором другие элементы смесителя, кроме диффузора и форсунки, совсем не участвуют или очень мало влияют на подачу смеси. В этом случае газовая форсунка играет главную роль. Таким режимом можно признать, примерно, 80—90% нагрузки при 1000 об/мин. На этом режиме экономайзер и клапан добавочного воздуха закрыты. Сверление холостого хода и корректор переходов оказывают незначительное влияние.  $f_2$  определится постановкой в уравнение для коэффициента избытка воздуха (1):

$$\alpha = \frac{f_v \cdot \psi_v}{L_0 \cdot f_2 \cdot \psi_2} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}}} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_b}.$$

$\alpha_{g_e \min}$  для 80—90% нагрузки при  $n = 1000$  об/мин из таблицы 4, заданного  $\Delta P_{ред. ср.}$  и  $\Delta P_{диф}$ , которое приближенно можно вычислить из уравнения расхода:

$$G_{v(80\% \text{ нагр.})} = f_v \psi_v \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\gamma_b}} 2g \approx 0,8 \frac{1}{\gamma_b} \cdot \frac{\alpha L_0}{1 + \alpha L_0} \cdot \frac{P_0 v_n n}{RT_0 3600 \cdot 2 \gamma_b} \eta_v.$$

Подставляя значения и принимая  $\psi_2 = \psi_v$ , получаем  $f_2 = 70 \text{ мм}^2$ ;  $d_2 \approx 9,4 \text{ мм.}$

с) Определение сечения горловины диффузора —  $f_{диф}$

$$f_{диф} = f_v + f_2 + f_{ст},$$

где  $f_{cm}$  — мертвое сечение стенок газовой форсунки в горловине диффузора

$$f_{диф} = 373 + 70 + f_{cm} \approx 500 \text{ мм}^2; d_d \approx 25 \text{ мм.}$$

Сравнение полученного  $d_d$  с диаметром входного отверстия всасывающего трубопровода М-1 (32 мм для обычного коллектора, 38 мм для коллектора двигателя газогенераторного автомобиля ГАЗ-42) показывает, что диффузор в данном случае (при данных разрежениях за редуцирующей системой) необходим.

### Расчет экономайзера

С достаточной для приближенного расчета точностью сечение жиклера экономайзера —  $f_{эк}$  — может быть определено из выражения:<sup>1</sup>

$$\alpha_{N_{e \max}} \approx \alpha_{g_e \min} \frac{f_2}{f_2 + f_{эк}},$$

откуда

$$f_{эк} \approx f_2 \left( \frac{\alpha_{g_e \min}}{\alpha_{N_{e \max}}} - 1 \right). \quad (28)$$

Число оборотов, для которого берется  $\alpha_{N_{e \max}}$  и  $\alpha_{g_e \min}$  (конечно, при полной нагрузке), целесообразно выбрать в правой части внешней характеристики, так как протекание  $\alpha$  здесь более плавное и влияние разрежения незначительно, благодаря чему формула (28) становится более точной.

Подставляя в формулу (28)  $\alpha_{N_{e \max}}$  и  $\alpha_{g_e \min}$  для  $n = 1900$  об/мин, из таблицы 1 и 2 получим

$$f_{эк} \approx 70 \left( \frac{1,28}{0,935} - 1 \right) \approx 26 \text{ мм}^2; d_{эк} \approx 5,75 \text{ мм.}$$

### Определение сечения клапана добавочного воздуха и построение внешней характеристики смесителя

Методика определения сечения клапана добавочного воздуха заключается в том, что сначала строится внешняя характеристика смесителя без клапана добавочного воздуха и по ней определяются начальные условия для расчета этого клапана.

Для построения внешней характеристики смесителя без клапана добавочного воздуха использованы два приведенных ранее уравнения: уравнение расхода смеси двигателем

$$\frac{P_0 v_n n}{RT_0 3600 \cdot 2 \gamma_v} \eta_v = \frac{1 + \alpha L_0}{\alpha L_0} f_v \psi_v \sqrt{2g \frac{\Delta P_{диф}}{\gamma_v}}$$

и уравнение для коэффициента избытка воздуха

$$\alpha = \frac{f_v \psi_v}{L_0 (f_2 \psi_2 + f_{эк} \psi_{эк})} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_v}}$$

Эти два уравнения содержат два неизвестных  $\alpha$  и  $\Delta P_{диф}$  (остальными величинами задаемся); исключая одно из них:  $\Delta P_{диф}$ , получаем  $\alpha = f(n)$ , приведенный в табл. 7 и на фиг. 19.

Сопоставление полученной внешней предварительной характеристики (без учета клапана добавочного воздуха) с идеальной (фиг. 19) позволяет наметить точки  $a$  и  $b$  — начала и конца включения клапана добавочного воздуха.

<sup>1</sup> Здесь условно принято, что ввод газа из экономайзера производится в горловину диффузора. Более рационально этот газ вводить выше горловины, при этом полученное из выражения (28) сечение жиклера экономайзера должно быть увеличено пропорционально отношению сечения диффузора в том месте, куда вводится газ экономайзера, к сечению горловины.

Сечение жиклера добавочного воздуха может быть теперь приближенно определено согласно выражению:

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_a'} \approx \frac{G_b + G_{кл}}{G_b} \approx 1 + \frac{f_b}{f_{кл}}$$

откуда <sup>1</sup>

$$f_{кл} = f_b \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_a'} - 1 \right) \quad (29)$$

$$f_{кл} = 373 \left( \frac{0,935}{0,850} - 1 \right) \approx 37,3 \text{ мм}^2; d_{кл} \approx 7 \text{ мм.}$$

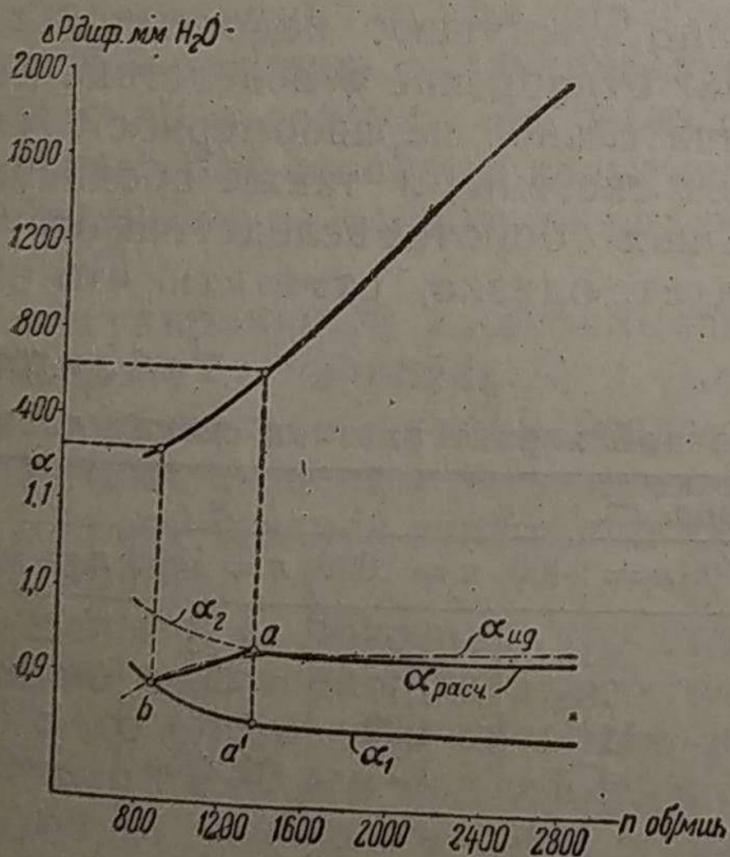
Полученный  $d_{кл}$ , а также разрежения в точках  $a$  и  $b$  (фиг. 19), соответствующие началу и концу открытия клапана, являются достаточными исходными данными для конструирования клапана и подбора его пружины.

Построение уточненной внешней характеристики с учетом клапана добавочного воздуха производится по известным формулам. От точки  $a$  и правее (фиг. 19) характеристика выражается уравнением

Таблица 7

Построение внешней характеристики смесителя

$n$ об/мин	$\eta_v$	$\Delta P_{диф}$ мм вод. ст.	$\alpha_1$ без клапана доб. воздуха	$\alpha_2$ без клапана доб. воздуха	$\alpha_{расч}$ с клапаном доб. воздуха
800	0,815	230	0,902	0,985	0,890
1000	0,820	348	0,877	0,958	0,903
1200	0,815	503	0,861	0,945	0,920
1600	0,800	857	0,848	0,933	0,933
2000	0,776	1260	0,845	0,930	0,930
2400	0,740	1645	0,843	0,928	0,928
2800	0,690	1980	0,842	0,927	0,927



Фиг. 19. Расчет смесителя НАТИ-СГ21 для двигателя М-1. Расчет клапана добавочного воздуха и построение внешней характеристики.

$$\alpha = \frac{f_b \psi_b + f_{кл} \psi_{кл}}{L_0 (\psi_2 f_2 + \psi_{эк} f_{эк})} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_b}}$$

однако вместо подсчета по этому выражению можно с достаточной точностью построить эту часть внешней характеристики графически, проведя ее параллельно кривой  $\alpha_1$  (фиг. 19).

Для проверки необходимости в данном случае клапана добавочного воздуха построим внешнюю характеристику без этого клапана при расчете по среднему числу оборотов  $n = 1800$  об/мин — кривая  $\alpha_2$  (фиг. 19).

Сопоставление кривой  $\alpha_2$  с идеальной показывает, что в данном случае (при данном разрежении за редуктором) без клапана добавочного воздуха будет иметь место чрезмерное обеднение смеси при малых оборотах, а следовательно недобор мощности (см. табл. 2).

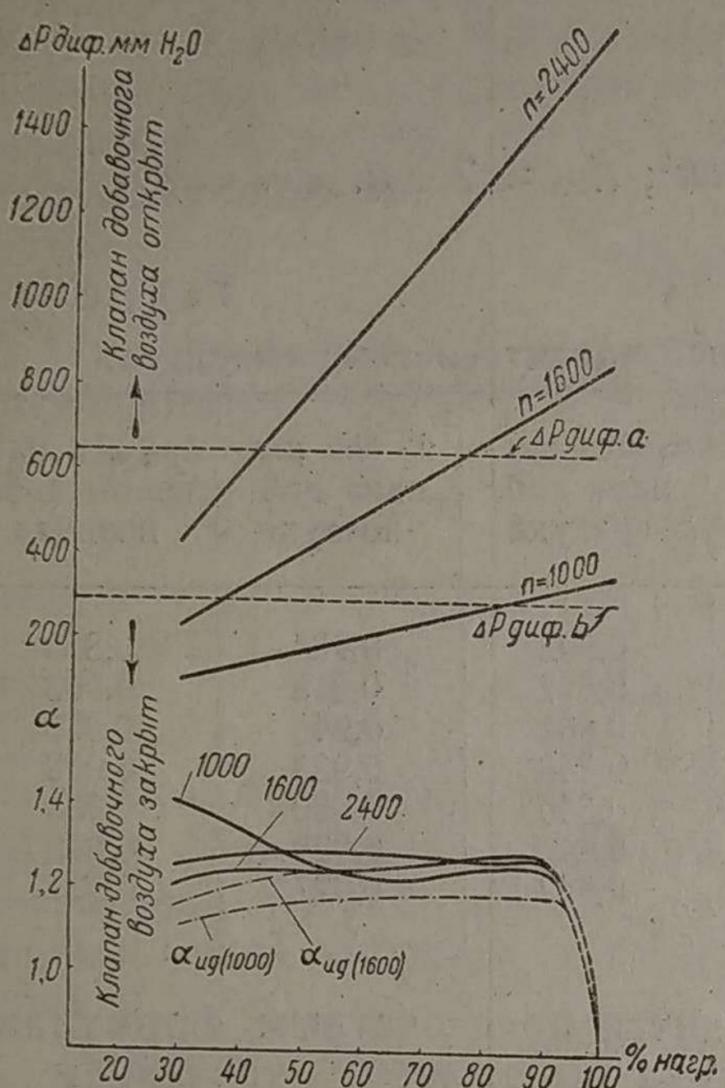
### Построение нагрузочных характеристик смесителя

Для построения нагрузочных характеристик необходимо знать протекание  $\Delta P_{диф} = f_{нагр}$  для каждого числа оборотов. В первом приближении с достаточной точностью можно принять:  $\Delta P_{диф} = \text{const} \cdot \% \text{ нагр}$ . Зная  $\Delta P_{диф}$  при 100% (фиг. 19), можно по этому выражению определить  $\Delta P_{диф}$  при частичных нагрузках.

<sup>1</sup> Здесь действительна та же оговорка, что дана в сноске на стр. 182 относительно расчета экономайзера. Приведенная формула для определения сечения клапана добавочного воздуха действительна, если этот воздух вводится в горловину диффузора; если же он вводится в другое место, необходимо учесть разницу в разрежениях, пропорциональную разнице в сечениях.

Коэффициент избытка воздуха по нагрузочной характеристике определится уравнением

$$\alpha = \frac{\psi_v f_v}{L_0 \psi_z f_z} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_v}}$$



Фиг. 20. Расчет смесителя НАТИ-СГ21 для двигателя М-1. Построение нагрузочных характеристик.

до момента, пока

$$\Delta P_{диф} < \Delta P_{диф в} \quad (\text{фиг. 19})$$

и уравнением

$$\alpha = \frac{\psi_v f_v + \psi_{кл} f_{кл}}{L_0 \psi_z f_z} \sqrt{\frac{\Delta P_{диф}}{\Delta P_{диф} - \Delta P_{ред}} \cdot \frac{\gamma_z}{\gamma_v}}$$

с того момента, когда  $\Delta P_{диф} > \Delta P_{диф в}$  (фиг. 19).

Соответствующие данные приведены в табл. 8 и фиг. 20.

На фиг. 21 приведены рассчитанные внешняя и нагрузочные характеристики смесителя НАТИ-СГ21.

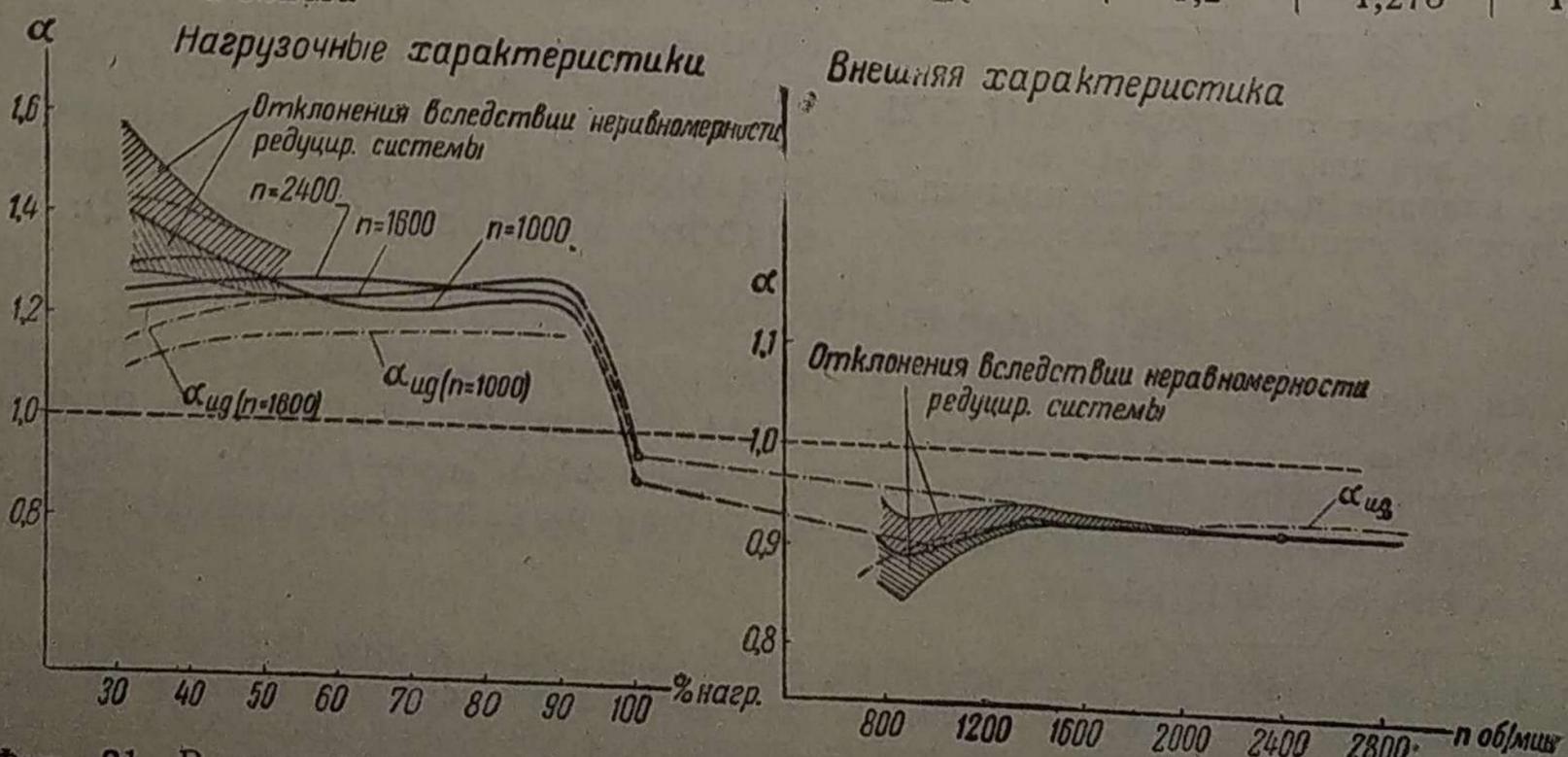
Отклонения  $\alpha$  вследствие неравномерности подсчитаны подстановкой в расчетные формулы  $\Delta P_{ред max}$  и  $\Delta P_{ред min}$  вместо  $\Delta P_{ред. ср}$ . Сопоставление полученных характеристик с идеальными показывает достаточно хорошее приближение. Однако одновременно выступают недостатки характеристик: отклонение  $\alpha$  вследствие довольно значительной неравномерности редуцирующей системы, а также обеднение смеси при нагрузках, порядка 30% и небольших оборотах вследствие отсутствия компенсирующего устройства. Следует, однако, отметить, что это

обеднение в действительности будет меньше благодаря действию корректора переходов и канала холостого хода, которые при 30% нагрузки уже дают значительную порцию газа. Весьма

Таблица 8

Построение нагрузочной характеристики смесителя

% нагрузки	$\Delta P_{диф}$ мм вод. ст.			$\alpha$		
	$n = 1000$	$n = 1600$	$n = 2400$	$n = 1000$	$n = 1600$	$n = 2400$
30	90	215	410	1,4	1,23	—
50	150	370	705	1,77	—	1,28
70	235	582	1115	1,22	1,25	1,27
90	310	770	1470	1,2	1,275	1,18



Фиг. 21. Расчет смесителя НАТИ-СГ21 для двигателя М-1. Характеристики смесителя.

вероятно, что кривая  $\alpha$  при 1000 об/мин пойдет так, как это показано пунктиром на фиг. 21. При 1600 об/мин и выше благоприятное влияние клапана добавочного воздуха приводит нагрузочную характеристику к вполне удовлетворительному виду.

Построением характеристик заканчивается расчет смесителя. Сверление холостого хода и корректор переходов не рассчитываются, а регулируются опытным путем при помощи имеющихся винтов.

Приведенный расчет не может претендовать на точное установление оптимальных размеров, так как в процессе расчета был сделан ряд допущений, некоторые коэффициенты оценены приближенно и т. д.

Задача настоящего расчета заключается в том, чтобы получить ориентировочные исходные данные для последующего совершенно необходимого эксперимента, посредством которого будут окончательно определены оптимальные конструктивные параметры. Например, нами по расчету получен диаметр выходного отверстия газовой форсунки 9,4 мм, следовательно необходимо изготовить набор форсунок с диаметрами 9, 9,4, 9,8 и т. д. и экспериментально подобрать наивыгоднейшую. Точно так же и с другими размерами.

Однако необходимость эксперимента для получения окончательных решений не опирается на расчет, так как экспериментирование наощупь, без предварительного расчета, вряд ли приведет к быстрому и хорошему результату, тем более для сложной схемы, подобно разобранной, где переплетаются действия ряда элементов.

#### VIII. НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ СМЕСИТЕЛЯ НАТИ-СГ21 НА ДВИГАТЕЛЕ М-1

Проведенные до сих пор испытания смесителя НАТИ-СГ21 на двигателе М-1 являлись предварительными. Смеситель испытывался без клапана добавочного воздуха. Не было произведено опробование различных регулировок. Все основные испытания были проведены с двумя регулировками, выбранными на основании регулировочных характеристик, показанных на фиг. 22.

Регулировка № 1 (экономическая) применялась при работе с экономайзером, регулировка № 2 (мощностная) при работе без экономайзера. Диаметр жиклера экономайзера был подобран таким, чтобы внешние характеристики с обеими регулировками были очень близкими.

Первой стадией испытаний явилась проверка эффективности корректора переходов.

Испытания показали, что это простое приспособление, если оно правильно выполнено, дает разительный эффект. Без корректора переходов (т. е. со смесителем по схеме фиг. 7) при разрежении за редуцирующей системой в 50 мм вод. ст. удалось достигнуть удовлетворительных переходов от холостого хода к средним оборотам лишь при  $d_{\partial}$ , равном 24,5 мм и несколько обогащенном холостом ходе. С корректором переходов (тот же смеситель) был получен идеальный холостой ход машины, очень хорошие, ровные переходы от холостого хода к средним оборотам при  $d_{\partial} = 27$  мм. Дальнейшее увеличение  $d_{\partial}$  еще не исследовано.

Непосредственным следствием увеличения диаметра диффузора благодаря введению корректора перехода явилось увеличение мощности двигателя по внешней характеристике, показанное на фиг. 23, где приведены внешние характеристики при  $d_{\partial} = 24,5$  мм (оптимальный размер при отсутствии корректора переходов) и при  $d_{\partial} = 27$  мм (при наличии корректора переходов).

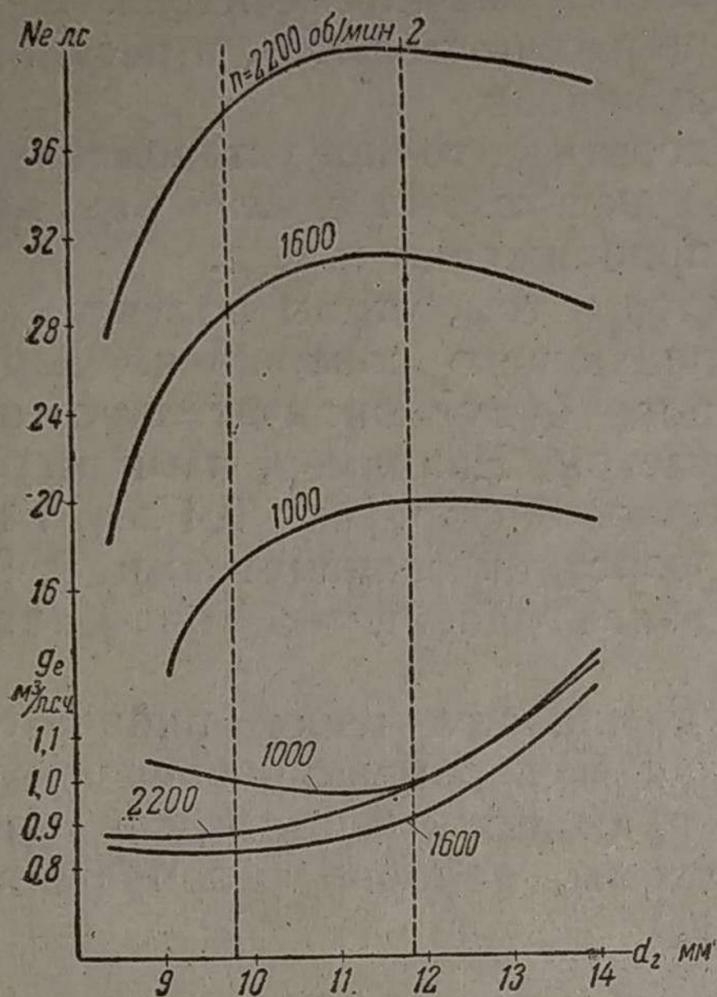
Задачей дальнейших испытаний явилось исследование влияния экономайзера.

Для этого были сняты дроссельные характеристики без экономайзера с регулировкой № 2 ( $d_{\phi} = 11,8$  мм) и с экономайзером и регулировкой № 1 ( $d_{\phi} = 9,5$  мм). Результаты для трех чисел оборотов представлены на фиг. 24. Эти результаты целиком подтверждают сделанные ранее расчеты.

Таким образом предварительные результаты испытаний смесителя НАТИ-СГ21, несмотря на то что они не являются окончательными и, по-видимому, могут быть улучшены, позволяют сделать определенные выводы о том, что высказанные предположения по улучшению смесительных устройств и связанные с этим расчеты для московского светильного газа целиком оправдались.

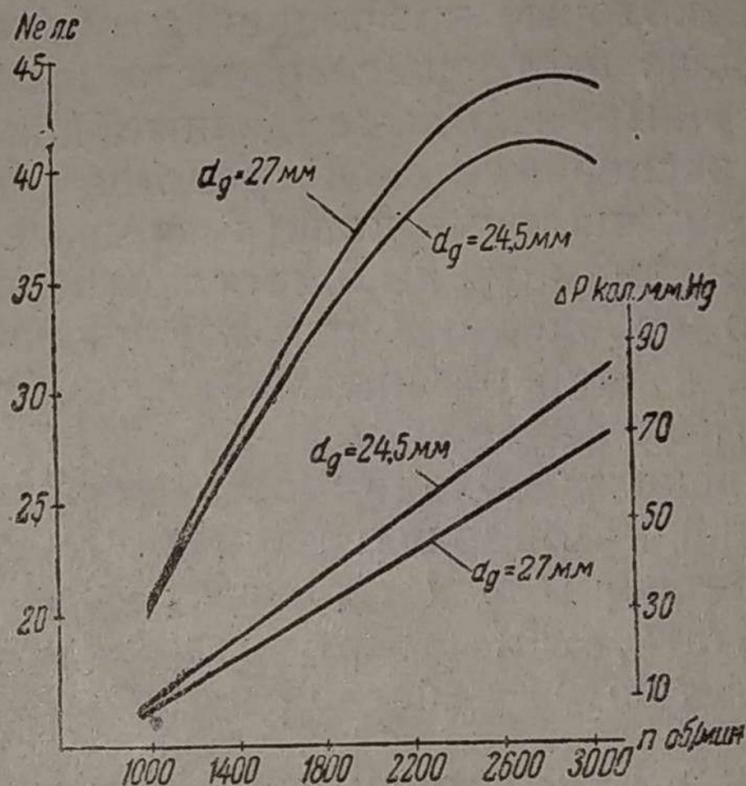
Полученные результаты конкретно выражаются в следующем:

1. Введение корректора переходов



Фиг. 22. Испытания смесителя НАТИ-СГ 21 на двигателе М-1 (светильный газ).

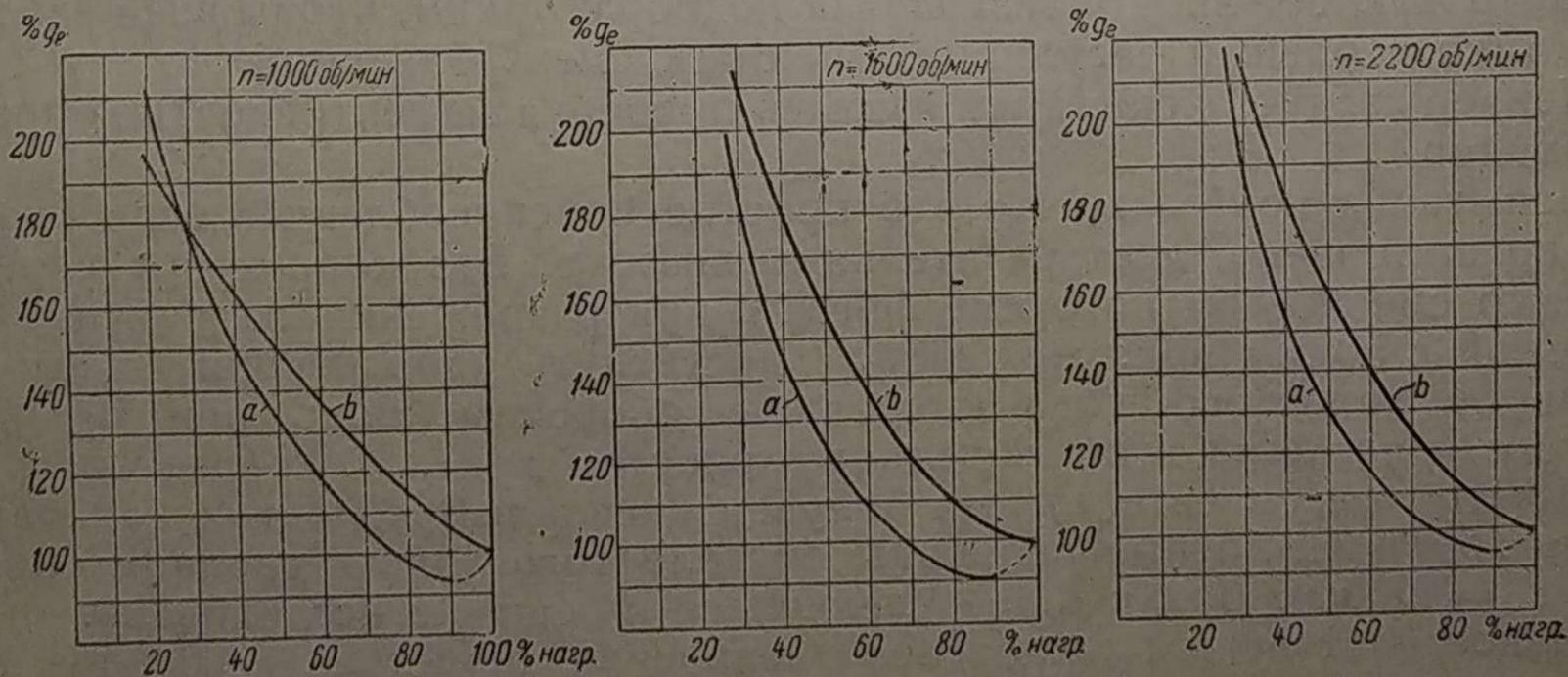
Регулировочные характеристики.



Фиг. 23. Испытания смесителя НАТИ-СГ 21 на двигателе М-1 (светильный газ).

Внешние характеристики двигателя.

привело к: а) увеличению мощности двигателя, примерно, на 6,5% ( $n = 2800$  об/мин), так как позволило увеличить диаметр диффузора, б) улучшению холостого хода, так как избавило от необходимости его обогащать, в) улучшению переходов от холостого хода к средним оборотам под нагрузкой, так как устранило „провал“.



Фиг. 24. Испытания смесителя НАТИ-СГ 21 на двигателе М-1 (светильный газ). Влияние экономайзера на удельный расход при различных оборотах и нагрузках.  $\theta = \text{const}$ . а — с экономайзером. Регулировка — экономичная, б — без экономайзера. Регулировка — мощностная.

2. Введение экономайзера привело к улучшению экономики двигателя на наиболее важном для эксплуатации участке нагрузок: 40—90%, равном 12—18% на всем диапазоне оборотов.

- Дополнительный список литературы, на которую имеются ссылки
14. Мазинг Е. К., Тепловой процесс в двигателях внутреннего сгорания.
  15. Волков, Расчет теплового насоса — инжектора.
  16. Prandtl, „Z. VDI“ 1933 г., № 77.
  17. Flugel, „Z. VDI“ 1939 г., № 38.

*И. С. Мезин*

*Кандидат технических наук*

## ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА И ВЫСОТЫ КАМЕРЫ ГАЗИФИКАЦИИ НА ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ ГАЗА

В статье излагается влияние главнейших параметров камеры газификации на процесс газообразования. На основе анализа опытного материала доказывается, что существующие ныне транспортные газогенераторы работают по принципу скоростной газификации с первичным образованием окиси углерода и в основном без восстановительных реакций углекислоты.

### ВВЕДЕНИЕ

Тепловой процесс, действующий в транспортном газогенераторе, зависит от множества факторов, главнейшими из которых являются:

- 1) конструктивные параметры камеры газификации и генератора в целом,
- 2) сорт и влажность газифицируемого топлива,
- 3) нагрузочный режим работы,
- 4) время рассматриваемого момента газификации от начала розжига.

Многие параметры процесса, как например, влажность топлива, степень его обугливания, а также температуры, сопротивление, плотность и зернистость реакционного слоя активной зоны самопроизвольно меняются во времени, нарушая этим постоянство условий, в которых проводится опыт. Вследствие этого при изучении теплового процесса создаются исключительные трудности для координирования химических качеств генераторного газа и мощности двигателя с конструктивными параметрами газогенератора и режимом его работы. Сложность решения такой задачи усугубляется чрезвычайной неустойчивостью процесса газификации, обусловленной неравномерной осадкой топлива над фурменным поясом, что в некоторых случаях делает даже невозможным проведение самого опыта. Отчасти поэтому до сего времени не установились четкие закономерности влияния главнейших конструктивных форм газогенератора на качество производимого им газа.

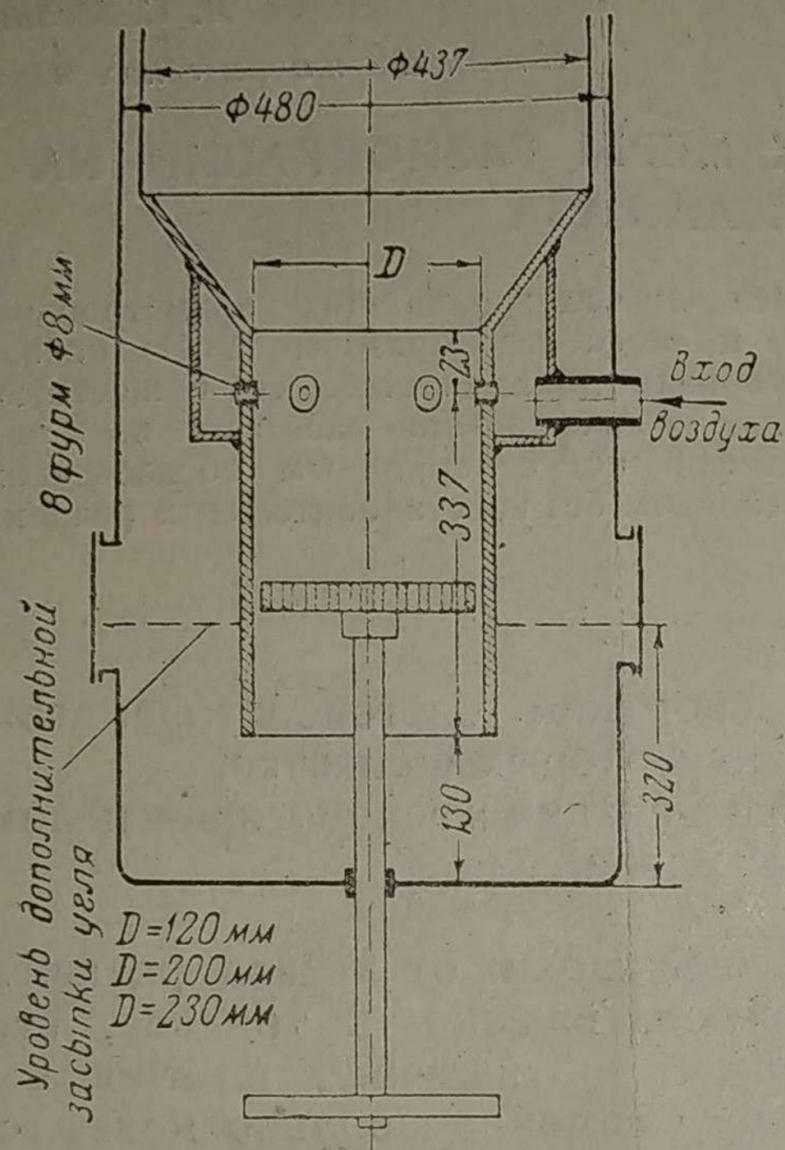
Исследование этой зависимости проводилось автором на специально построенном экспериментальном газогенераторе, допускающем изменение размеров и конфигурации его главнейших элементов.

Экспериментальный газогенератор испытывался совместно с двигателем, которому он соответствовал по своей производительности.

Качество генераторного газа оценивалось главным образом этим двигателем, что делает выводы наиболее ценными с точки зрения их практического приложения.

С целью сравнительной увязки всех опытов применялось однородное топливо (прессованные березовые чурки постоянной абсолютной влажности  $W^c = 12 \div 13\%$ ) и все наблюдения производились или в интервале выжигания генератора, при котором не наблюдалось резкого изменения мощности двигателя, или при догрузке топлива через короткие промежутки времени, что также способствовало устойчивости режима газификации.

Приводимый материал базируется в основном на результатах двухгодичных испытаний экспериментального газогенератора, продольный разрез которого представлен на фиг. 1. Конфигурация камеры газификации выбиралась с тем расчетом, чтобы иметь возможность менять в процессе работы высоту и объем активного слоя топлива. Такой задаче вполне отвечала камера цилиндрической формы с подвижной колосниковой решеткой, закрепленной в сальнике нижнего днища генератора. Экспериментальный генератор был выполнен с четырьмя сменными цилиндрическими камерами, имеющими диаметры 120, 165, 200 и 230 мм. Смена камеры производилась вместе с приваренным к ней бункером, который соединялся с корпусом генератора в верхней его части. Подвод первичного воздуха мог осуществляться через различное число фурм, которые также были сменными.



Фиг. 1. Схема экспериментального газогенератора с переменной высотой реакционного слоя топлива.

Сменные фурмы отличались как профилями отверстий, так и их размерами. Каждая камера имела соответствующую ей колосниковую решетку, которая, помимо вертикального перемещения, могла поворачиваться вокруг своей оси при помощи специального воротка, что иногда требовалось для шуровки восстановительной зоны.

Положение решетки в камере газификации устанавливалось упором. Поверхность камер и колосниковых решеток была алитирована.

Конструкция генератора допускала, кроме того, работу и без колосниковой решетки. При самом нижнем положении решетки вся наружная часть камеры могла заполняться углем через два боковых люка, что значительно увеличивало объем восстановительной зоны.

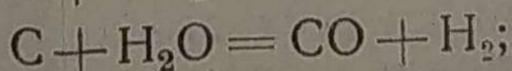
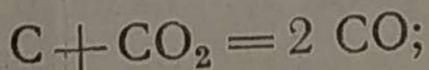
Газогенератор имел четыре отбора газа, расположенных между собой на одинаковых расстояниях. Благодаря этому осуществлялась различная степень обогрева бункера. Газ, выходящий из генератора, после очистки и охлаждения поступал в двигатель ГАЗ-А, имевший повышенную степень сжатия (6,61).

Двигатель был соединен с балансирной педель-динамо.

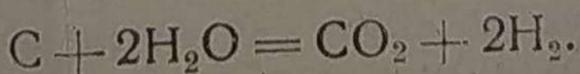
В настоящей статье рассмотрен только один этап работы—влияние высоты и диаметра камеры газификации на химический состав газа.

Существует ряд теоретических воззрений, объясняющих химизм газогенераторного процесса. Так например, до последнего времени многие исследователи придерживались того мнения, что горючие компоненты генераторного газа — окись углерода и водород — получаются в результате течения вторичных реакций редукиции углекислоты и паров воды, являющихся продуктами полного сгорания топлива.

Доказательством тому служили следующие реакции, требующие подвода тепла:



или

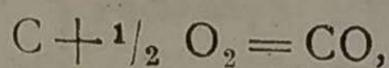


Хаскинс, Адамс и Клемент установили, что для протекания этих эндотермических реакций требуется определенная температура и некоторый

период времени контакта газовой среды с углеродом топлива. Необходимый период времени образования CO и H<sub>2</sub> во всех случаях уменьшается по мере повышения температуры. Этим доказывалась необходимость иметь в генераторе так называемую восстановительную зону, пропущенного сгорания могли бы восстанавливаться в горючие компоненты генераторного газа. Поэтому восстановительная зона в стационарных газах внушительных размеров.]

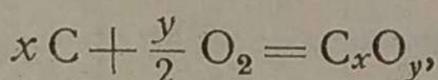
✓ Когда появились транспортные газогенераторы с небольшими камерами газификации, в которых генерировался газ, по качеству не уступающие стационарным, то стала очевидной невозможность применения к этим конструкциям существовавшей ранее теории газогенераторного процесса.

В противоположность редуционной теории развивалось учение о первичном образовании окиси углерода на основе реакции



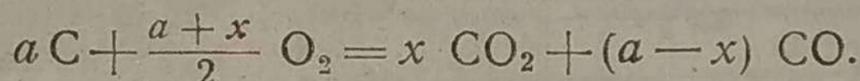
протекающей в стадии непосредственного соприкосновения кислорода с углеродом. Приверженцами этой теории были Ауфгейзер, Белл, Беккер и др.

Наконец, исследователи Рид и Уиллер высказали взгляд, согласно которому окисление углерода сопровождается появлением физико-химического комплекса C<sub>x</sub>O<sub>y</sub> по схеме



из которого одновременно образуются CO и CO<sub>2</sub>.

Процесс сгорания углерода при взаимодействии с кислородом воздуха в транспортных газогенераторах мы предлагаем схематически изображать следующей реакцией:

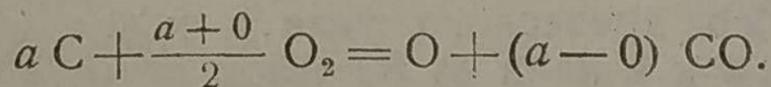


В этой реакции, написанной для *a* кг-мол расходуемого углерода, *x* представляет число кг-мол кислорода, окисляющих углерод в CO<sub>2</sub>. При таком схематическом представлении окисления углерода степень совершенства газификации, характеризуемая отношением

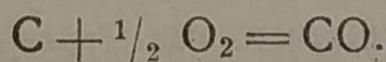
$$\frac{CO}{CO_2} = K,$$

зависящим от реакционной способности топлива и температуры процесса, наглядно связывается с расходом кислорода, который определяется величиной переменного слагаемого *x*.

*Случай 1.* Пусть расход кислорода предельно мал. Поэтому *x* = 0, а следовательно,



Разделив это уравнение на *a*, получим



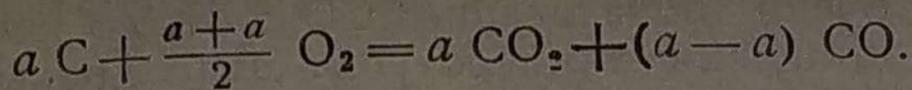
Таким образом при *x* = 0 в продуктах сгорания, не считая азота, содержится только окись углерода.

*Случай 2.* Пусть расход кислорода предельно велик. Поэтому *x* = *a*. Очевидно, *x* не может быть больше *a*, так как в этом случае

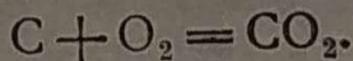
$$a - x < 0,$$

и в правой части уравнения окись углерода будет отрицательной, указывая на ее присутствие до начала сгорания углерода, что противоречит заданному условию.

При  $x = a$  наше уравнение примет вид



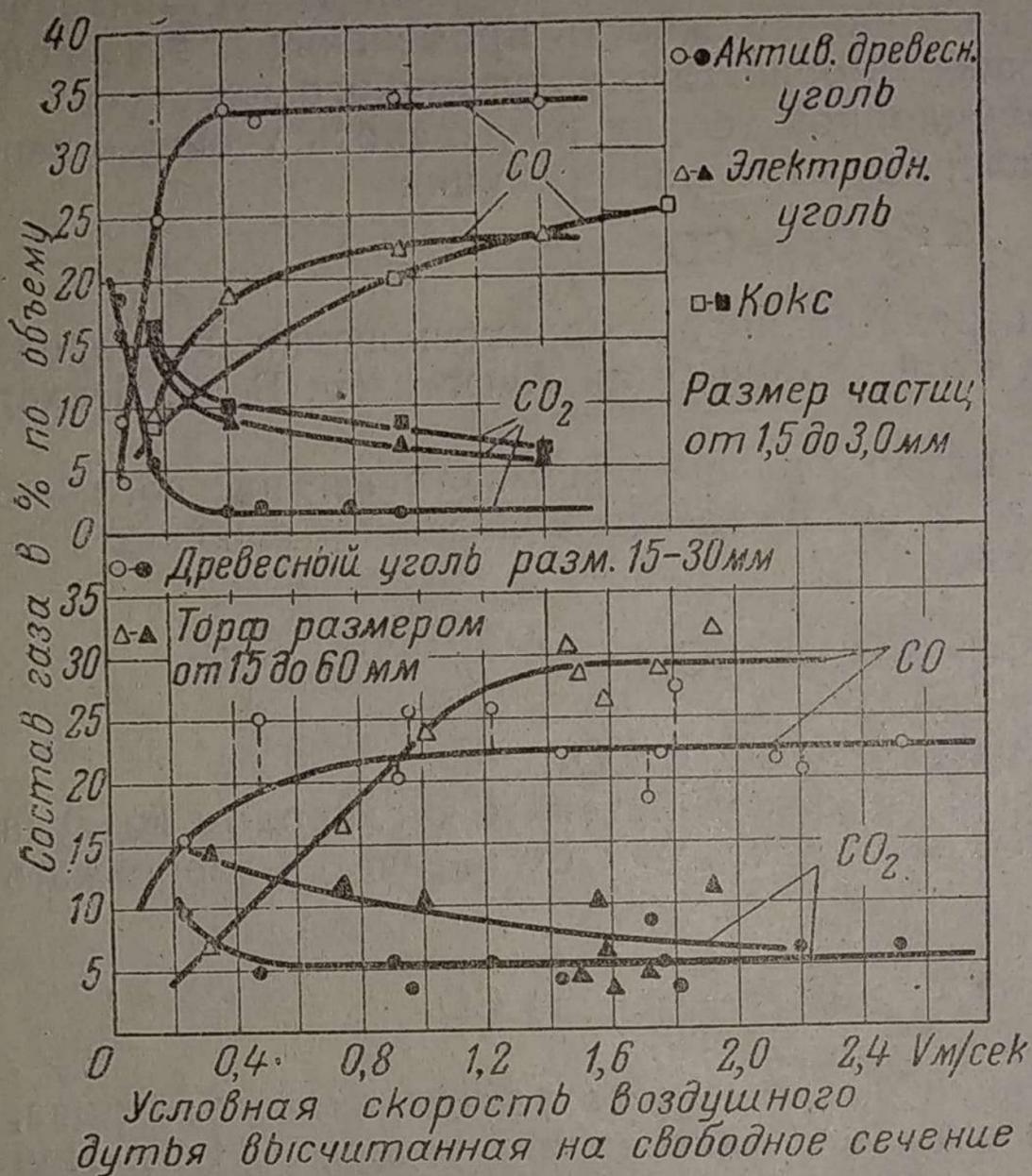
Разделив на  $a$ , получим



Следовательно, при  $x = a$  в продуктах сгорания теперь отсутствует окись углерода, а содержится только углекислота (не считая азота).

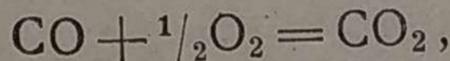
В действительных условиях  $x$  принимает какое-то промежуточное значение, лежащее между двумя рассмотренными пределами:

$$a > x > 0.$$



Фиг. 2. Влияние скорости воздушного дутья на состав газа.

рода — быстро выносить из кислородной среды, применяя для этого сверхвысокие скорости воздушного дутья, то можно исключить последующую реакцию окисления



сохранив окись углерода в чистом виде. Доказательством существования такого газогенераторного процесса послужила серия опытов по газификации активированного древесного угля и кокса сначала в кварцевых трубках  $\varnothing 20$  и  $34$  мм и в печи  $\varnothing 80$  мм, а потом в опытном генераторе с шахтой  $\varnothing 400$  мм.

На фиг. 2 вверху приведены кривые по опытам Гродзовского и Чуханова, иллюстрирующие протекание газогенераторного процесса в зависимости от условной скорости холодного дутья, вычисленной на свободное сечение кварцевой трубки. Из диаграммы видно, что при активированном угле содержание в газе CO увеличивается, а  $CO_2$  — уменьшается по мере повышения скорости дутья до  $0,3$  м/сек. Увеличение условной скорости дутья выше критического значения  $v_k = 0,3$  м/сек не влечет за собой изменений в составе газа.

Аналогичная закономерность имеет место для электродного угля и кокса, с той лишь разницей, что критическая скорость тут выше.

Величиной  $x$ , кроме расхода кислорода, можно оценить степень совершенства газификации. Согласно правой части уравнения, количество образующейся углекислоты  $CO_2$  составляет  $x$  кг-мол, а количество окиси углерода  $CO$  —  $a - x$  кг-мол. Следовательно, отношение

$$K = \frac{CO}{CO_2} = \frac{a - x}{x} = \frac{a}{x} - 1.$$

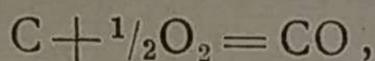
Отсюда видно, что чем больше  $x$  (чем больше расход воздуха), тем хуже качество газа.

Советские исследователи Гродзовский и Чуханов<sup>1</sup>, признавая возможность образования CO в цепи первичных реакций сгорания углерода, впервые высказали предположение, что если продукт такого сгорания — окись угле-

<sup>1</sup> См. „Журнал прикладной химии“, т. 7, вып. 8 за 1934 г.

Кривые, приведенные вверху диаграммы, соответствуют опытам с частицами топлива размером от 1,5 до 3,0 мм. Наблюдения показали, что при газификации более крупных кусков топлива (см. фиг. 2 внизу) критическая скорость возрастает. Так например, газификация древесного угля размером от 15 до 30 мм уже требует скорости дутья  $v_k = 0,6$  м/сек (считая на свободное сечение камеры). При торфе с размерами кусков от 15 до 60 мм  $v_k \approx 1,4 \div 1,6$  м/сек.

Согласно элементарным расчетам в зоне малой высоты при скоростях дутья, превышающих критическую, времени для протекания восстановительной реакции уже не хватает, и окись углерода может возникнуть лишь по реакции



которая совершается почти мгновенно.

Таким образом возможность получать в транспортных газогенераторах относительно большой выход газа при малых размерах камеры может быть объяснена принципами газификации, изложенными Гродзовским и Чухановым, если учесть наличие имеющихся там высоких скоростей воздушного дутья. В этом случае необходимость в зоне восстановительных реакций отпадает.

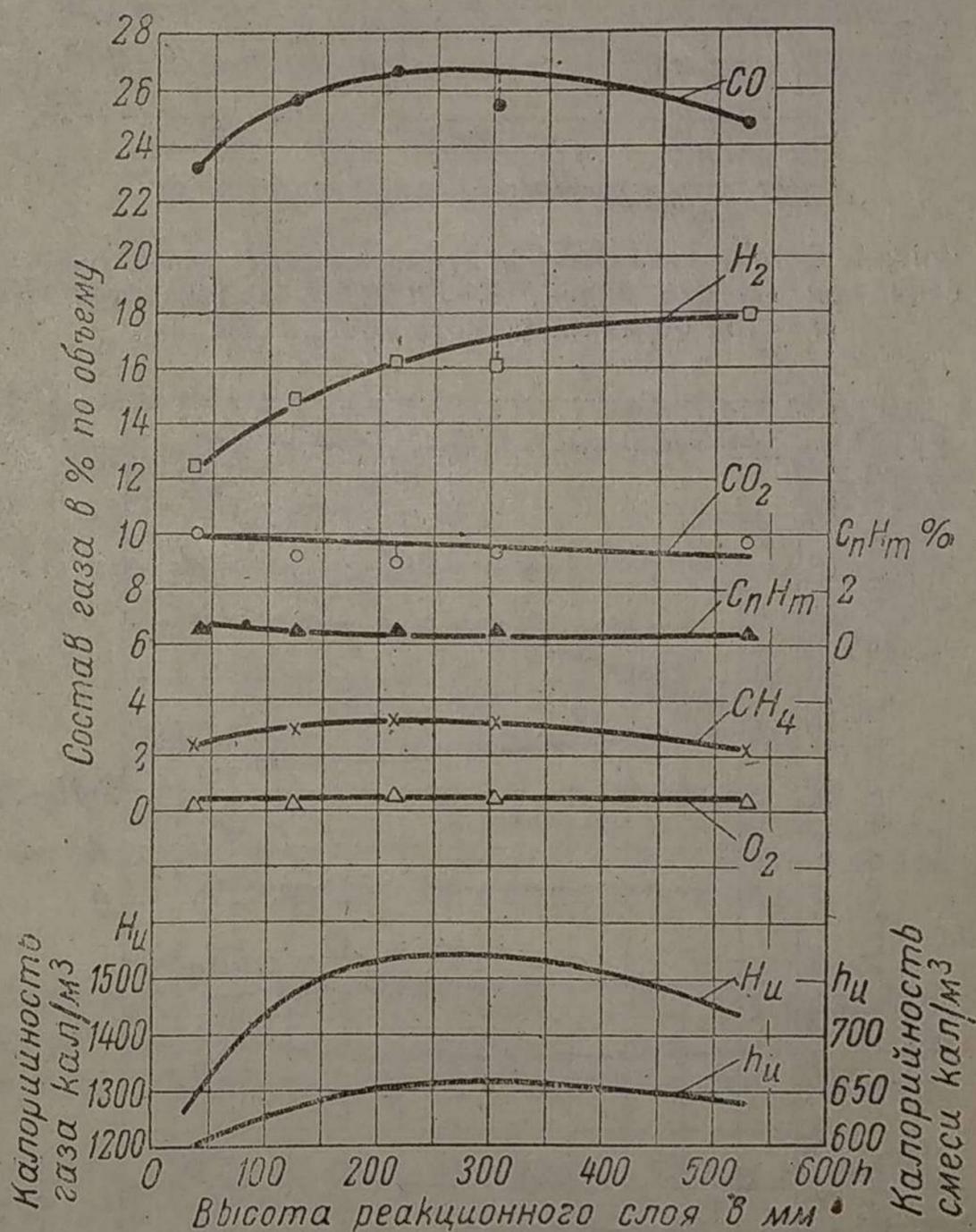
Нашими опытами с экспериментальным генератором было установлено, что газогенераторный процесс следует именно такой схеме. Однако результаты опытов вынудили нас сделать некоторые отступления, касающиеся оценки параметров и конфигурации камеры в смысле их влияния на эффективность процесса.

### I. Влияние высоты слоя

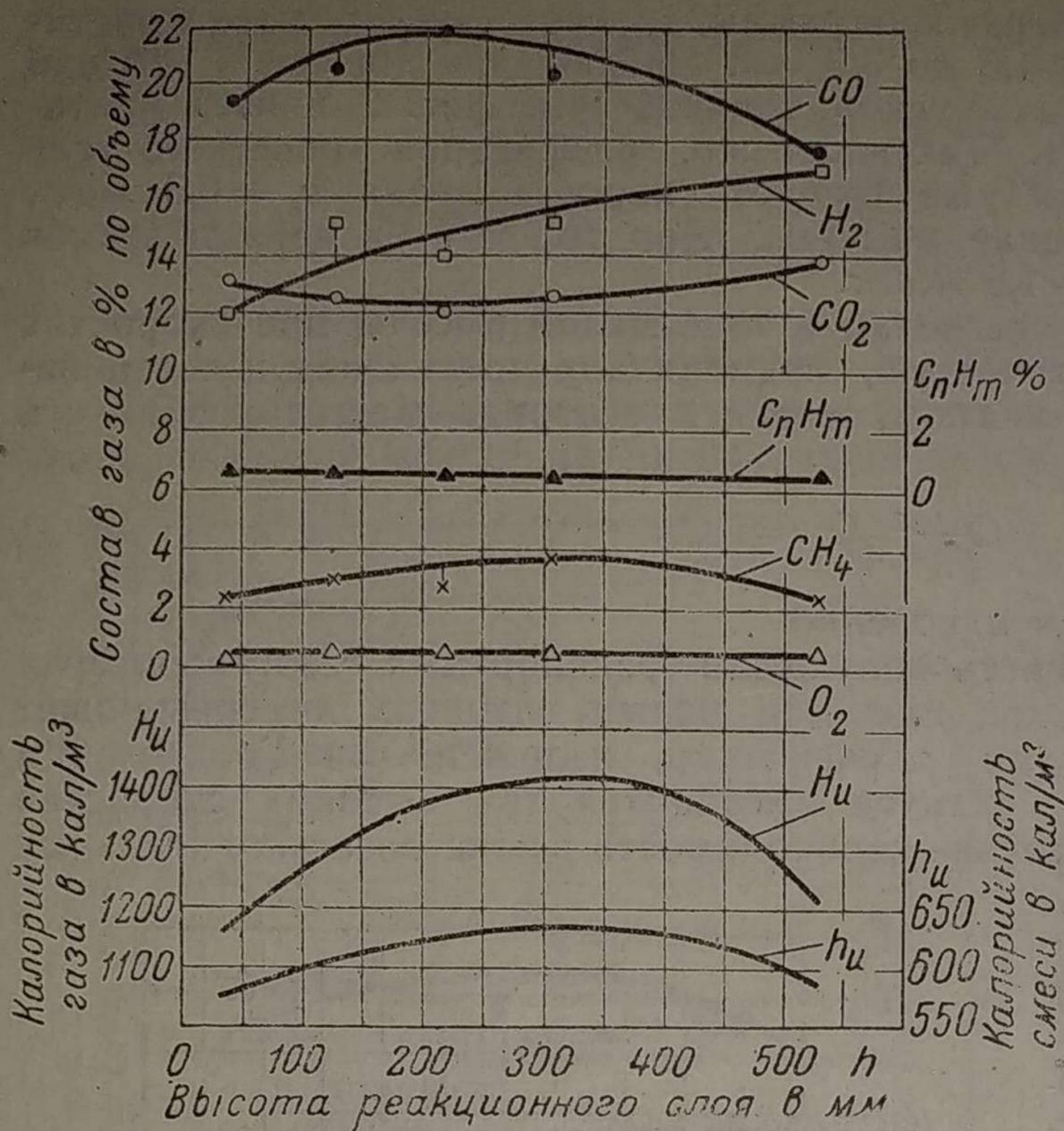
Приводимый здесь опытный материал анализов газа обработан нами графически для понимания закономерности изменения отдельных параметров газовой фазы.

Из большого числа полученных кривых приведены лишь те, которые характеризовались сходимостью своих протеканий по ряду родственных испытаний. Пробы газа для его анализа брались после генератора при различных положениях колосниковой решетки, которая определяла высоту реакционного слоя топлива. Таким образом каждый анализ газа представлял собой не случайное сочетание компонентов, а средний химический состав реального газа, на котором работал двигатель при данном режиме испытания. Анализы газа делались на аппаратах ТИ.

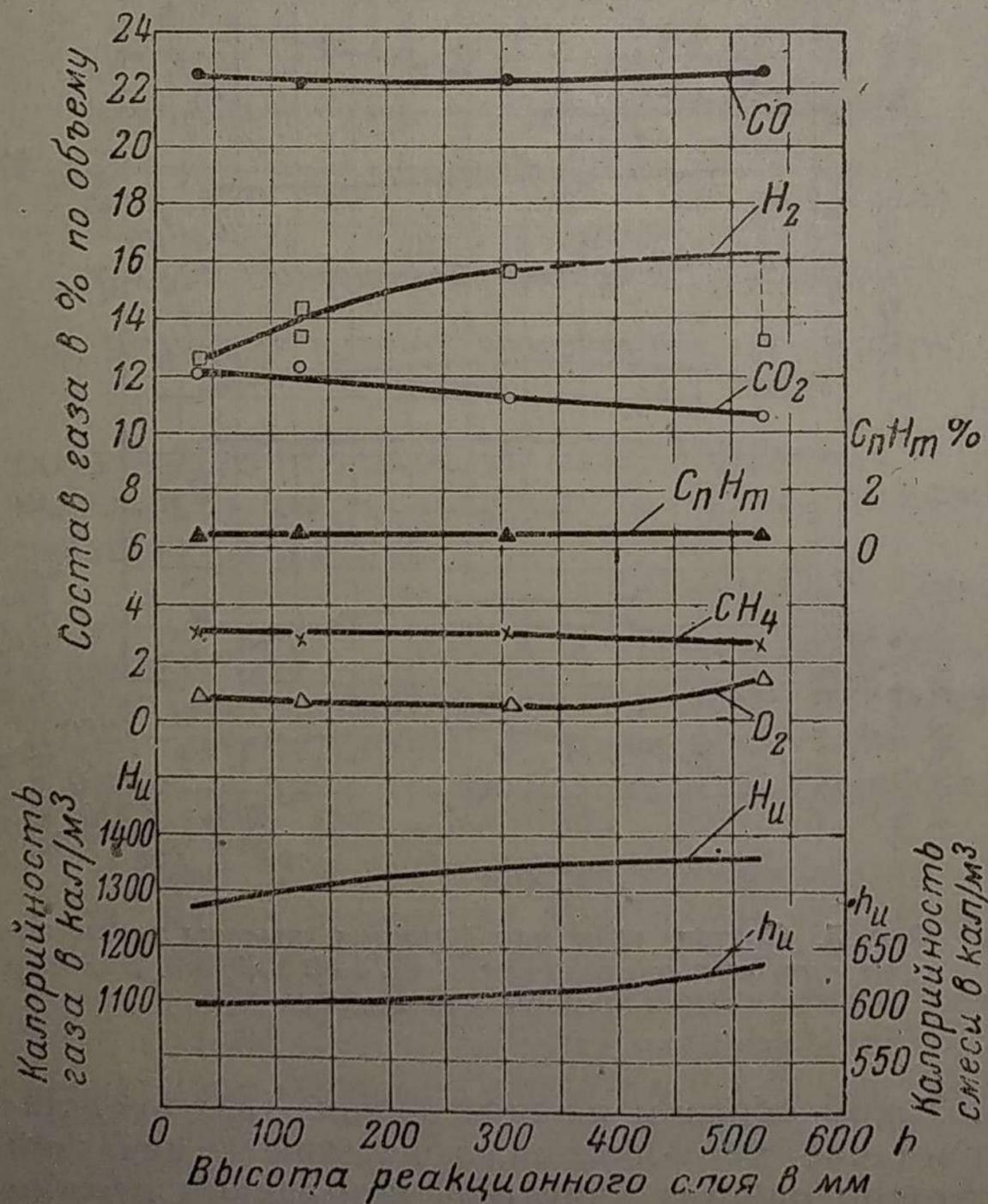
На фиг. 3 и 4 приведены данные химического анализа газа для камеры диаметром 230 мм в зависимости от толщины реакционного слоя топлива.



Фиг. 3. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси  $G_c = 90,5$  м³/час. Диаметр камеры 230 мм.



Фиг. 4. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси  $G_c = 17,3 \text{ м}^3/\text{час}$  (холостой ход  $n = 750 \text{ об/мин}$ ). Диаметр камеры 230 мм.



Фиг. 5. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси  $G_c = 87,6 \text{ м}^3/\text{час}$ . Диаметр камеры 200 мм.

Фиг. 4 изображает результаты, соответствующие работе двигателя вхолостую при  $n = 750 \text{ об/мин}$  или расходу смеси в  $17,3 \text{ м}^3/\text{час}$ , а фиг. 3 — полной нагрузке двигателя при  $n = 1500 \text{ об/мин}$  или расходу смеси в  $90,5 \text{ м}^3/\text{час}$ .

Прежде всего следует установить как правило, что кислород, подводимый с воздухом в генератор, расходуется в непосредственной близости у фурм. Даже при ничтожной толщине слоя топлива, достигающей всего 35 мм, содержание кислорода в газе составляет 0,5%, т. е. обычное содержание кислорода в генераторном газе. Таким образом никакого расходования кислорода по высоте реакционного слоя не происходит.

Тяжелые углеводороды ( $\text{C}_n\text{H}_m$ ) также не изменяются с высотой реакционного слоя. Их содержание в газе, по видимому, обязано реакциям разложения топлива в бункере или крекингу паров смолы в центре камеры у фурменного пояса.

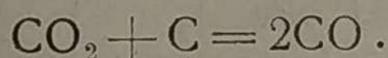
Далее наблюдается некоторый рост содержания метана ( $\text{CH}_4$ ) до известного максимума, соответствующего толщине слоя в 305 мм, и затем падение его. Причиной тому, надо думать, служит уменьшение температуры в реакционном слое, что благоприятствует реакциям образования метана. Нетрудно видеть, что максимальное содержание метана будет больше для расхода смеси в  $17,3 \text{ м}^3/\text{час}$ , нежели для  $90,5 \text{ м}^3/\text{час}$ , так как конечные температуры газа при выходе из колосниковой решетки в пер-

вом случае будут меньше, нежели во втором. То же явление можно проследить и для камеры диаметром 200 мм (см. фиг. 5 и 6).

При значительном увеличении реакционного слоя, когда генератор работал без колосниковой решетки с дополнительной зоной, условно представленной на диаграммах абсциссой 525 мм, наблюдалось в нескольких случаях падение метана.

Переходя к основным компонентам генераторного газа, замечаем, что уже вблизи фурм газ имеет высокое содержание окиси углерода (CO) и водорода (H<sub>2</sub>). Это и все предыдущие замечания приводят нас к весьма существенному выводу, что процесс газификации твердого топлива в основном завершается в непосредственной близости к фурмам, подводящим воздух.

Влияние высоты реакционного слоя на содержание окиси углерода, как видно из диаграмм, незначительно. Для камеры диаметром 230 мм имеется максимум этого содержания при высоте слоя в 215 мм. У камеры диаметром 200 мм этот максимум вообще отсутствует. В большинстве случаев по мере увеличения высоты реакционного слоя можно констатировать небольшое понижение углекислоты (CO<sub>2</sub>), которое является следствием течения будуаровской реакции восстановления

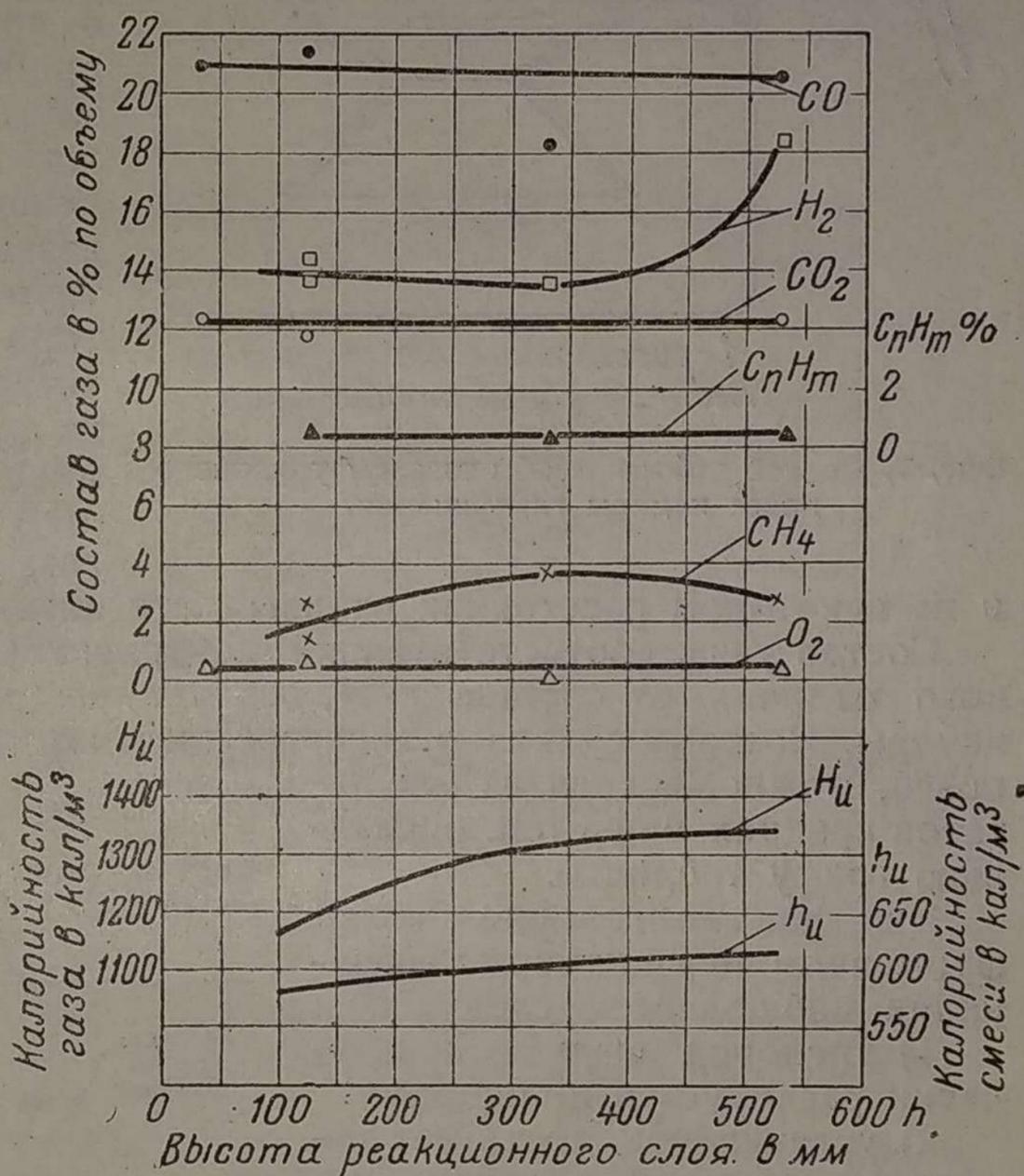


Однако роль ее в общем процессе газификации безусловно второстепенна, а в некоторых случаях даже сведена к нулю (см. фиг. 3 и 6).

С достаточной вероятностью следует констатировать рост содержания водорода в газе при увеличении высоты реакционного слоя. Этот рост хорошо виден на всех диаграммах, кроме одной, где, повидимому, имеется выпавшая точка.

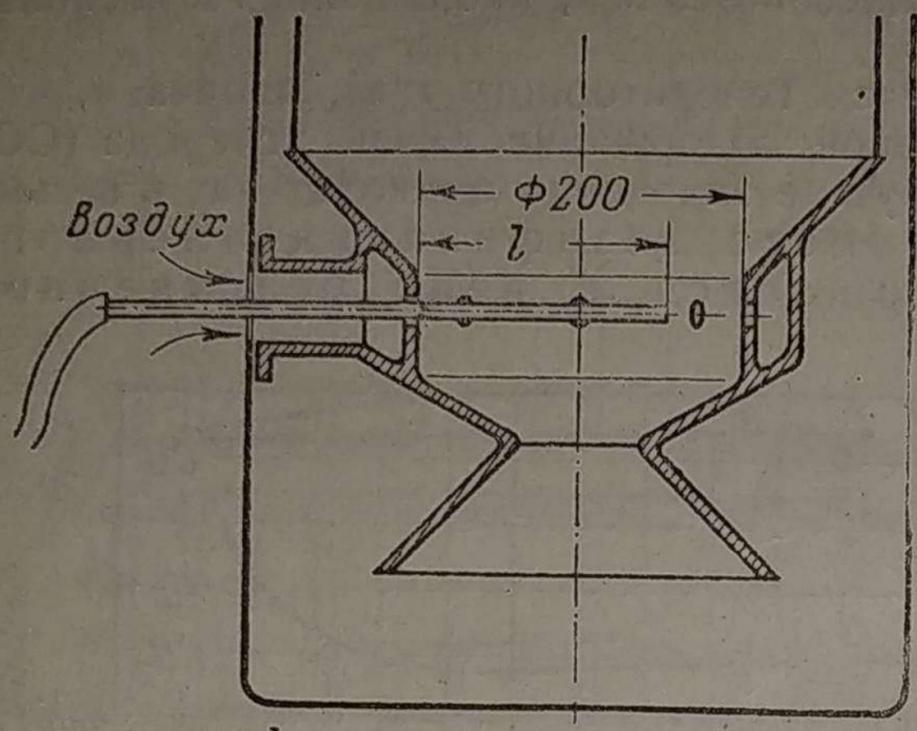
Чтобы оценить влияние высоты слоя топлива на качество газа в целом, рассмотрим низшую калорийность газа, отнесенную к 1 м<sup>3</sup> при 0° и 760 мм рт. ст. На всех четырех диаграммах заметен ее рост, который имеет место в двух случаях до толщины слоя в 305 мм. Эта высота слоя соответствовала наиболее низкому положению колосниковой решетки, но без дополнительной зоны вокруг камеры. При работе с дополнительной зоной калорийность газа по одним опытам падает, а по другим — несколько возрастает.

Эффективная мощность двигателя, как известно, зависит от калорийности рабочей смеси. Приведенные кривые говорят о незначительном влиянии на эту калорийность толщины реакционного слоя. Для камеры диаметром 230 мм заметно даже понижение калорийности рабочей смеси при увеличении толщины слоя выше 305 мм.



Фиг. 6. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси  $G_c = 20,9 \text{ м}^3/\text{час}$  (холостой ход  $n = 850 \text{ об/мин}$ ). Диаметр камеры 200 мм.

Непосредственные замеры мощности двигателя также не установили ощутимого прироста ее от применения дополнительной „восстановительной“ зоны, которая имеется у наших стандартных газогенераторов автомобильного типа. Тем не менее отказаться в автомобильных генераторах от дополнительной зоны, применяя при этом колосниковую решетку наподобие тракторных генераторов, не представляется возможным из-за неминуемого засорения колосниковой решетки угольной мелочью.



*l* — расстояние от фурмы до места забора пробы газа.

Фиг. 7. Способ забора пробы газа из фурменного пояса камеры газификации.

Высказанное нами положение о протекании газогенераторного процесса в непосредственной близости к фурмам хорошо подтверждается анализами проб газа, которые были дополнительно взяты при помощи кварцевой трубки у дровяного генератора Г-14. Для этого трубка вставлялась в отверстие одной из фурм (фиг. 7) и могла перемещаться в направлении, перпендикулярном оси камеры. Пробы газа забирались в центре камеры

и на некотором расстоянии от него. Эти анализы приведены в табл. 1. Состав газа, соответствующий центральной части, не имеет характерного отличия от состава газа, взятого на расстоянии 50 мм от центра камеры. Поэтому судить о качестве газа, который находится в фурменном поясе, можно, исходя из результатов средних цифр (см. последнюю графу таблицы).

Эти данные говорят, что в фурменном поясе камеры газификации наблюдается следующее:

1) кислород воздуха практически расходуется полностью;

2) углекислота достигает величины, обычной для нормального генераторного газа, полученного из дров;

3) содержание окиси углерода и водорода мало по сравнению с их нормальными значениями в генераторном газе. Это замечание в особенности касается водорода, который составляет в среднем всего лишь 4,4% против 16—18%. Дальнейшее увеличение  $H_2$  и  $CO$  по ходу газа происходит особо быстро вблизи фурменного пояса. Так например, согласно кривым, изображенным на фиг. 3, 4, 5 и 6, уже при толщине реакционного слоя в 35 мм  $H_2 \approx 12\%$ , а  $CO = 20 \div 23\%$ . Здесь, повидимому, имеет место реакция водяного газа

4) величина метана несколько ниже нормы;

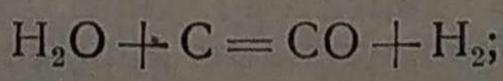
5) количество тяжелых углеводородов выше обычных 0,5—0,7%

Таблица 1  
Состав газа, взятого на плоскости фурм генератора Г-14 при полной нагрузке двигателя (в % по объему)

Расстояние от фурмы в мм <i>l</i>	50	100 (центр камеры)	100 (центр камеры)	150 <sup>1</sup>	Средний состав газа в фурменном поясе
$O_2$	0,1	0,9	0,4	0,9	0,6
$CO_2$	13,3	14,4	11,3	12,7	12,9
$CO$	7,9	5,9	17,1	12,2	10,8
$H_2$	3,2	1,8	8,1	4,4	4,4
$CH_4$	1,8	1,5	2,0	2,2	1,9
$C_nH_m$	2,2	1,8	1,3	0,5	1,4
$N_2$	71,5	73,7	59,8	67,1	68,0
Итого:	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

<sup>1</sup> Диаметр камеры по фурменному поясу 200 мм.

водяного газа



4) величина метана несколько ниже нормы;  
5) количество тяжелых углеводородов выше обычных 0,5—0,7%

(см. фиг. 3, 4, 5 и 6). Это указывает нам на то, что углеводороды  $C_nH_m$  образуются в бункере при сухой перегонке, а в фурменном поясе вместе со смолой происходит их частичное сгорание и крекинг;

6) содержание азота в фурменном поясе явно превышает его обычную величину в нормальном генераторном газе.

Суммируя весь наш опытный материал, касающийся изменения газовой фазы по высоте камеры, приходим к окончательным выводам:

1. Основные компоненты генераторного газа возникают в непосредственной близости к фурмам при толщине слоя в 30—40 мм. Здесь в основном завершается процесс газификации.

2. В дальнейшем, при движении газа в реакционном слое, качество его несколько улучшается, главным образом вначале там, где поддерживается высокая температура, способствующая преобразованию тепловой энергии в химическую энергию газа.

3. Увеличение высоты реакционного слоя топлива удлиняет время контакта газовой фазы с углеродом; это сопровождается главным образом повышением содержания водорода.

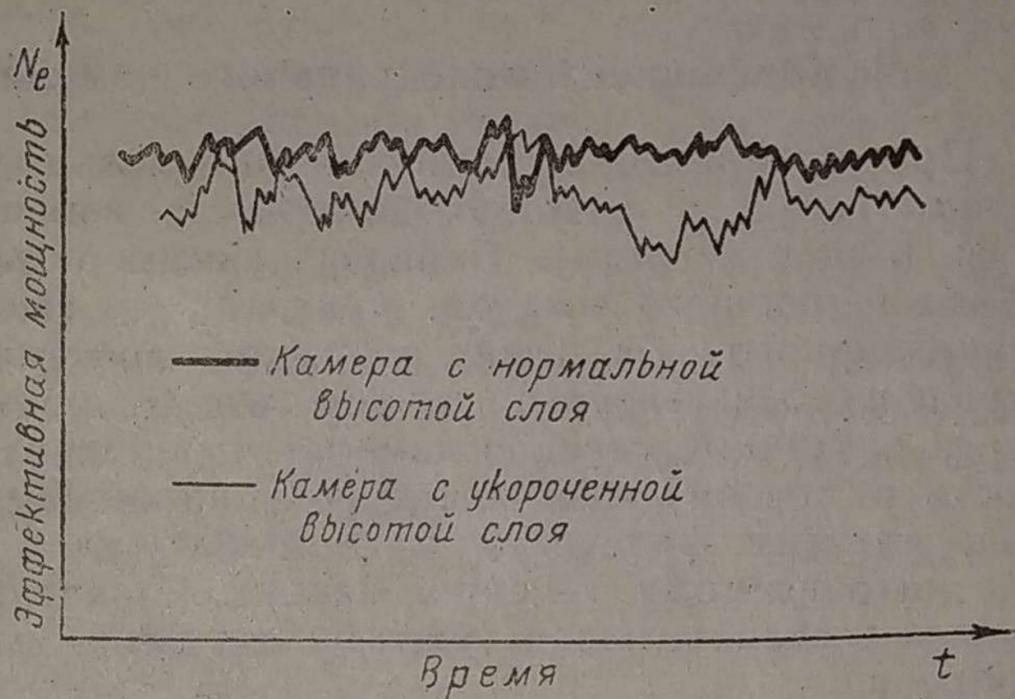
4. Качество газа в целом существенно не улучшается при дополнительной зоне „восстановления“.

5. Укоренившееся деление реакционного слоя топлива на зоны „окисления“ и „восстановления“ не может считаться правильным, поскольку такое определение совершенно не отвечает характеру действительного процесса газификации в транспортном генераторе.

Доказательством этого служат приведенные анализы газа, из которых видно, что ни одна область камеры не содержит только продукты полного горения, что обычно характеризует окислительную зону. Даже в плоскости фурм, там, где кислород воздуха впервые входит в соприкосновение с раскаленным углеродом топлива, было обнаружено окиси углерода от 7,9 до 17,1% и водорода от 1,8 до 8,1%. Таким образом в транспортном газогенераторе нет оснований выделять часть камеры, называя ее окислительной зоной, и приписывать ей какие-то резко отличительные особенности по сравнению с другими слоями топлива, находящегося в камере газификации. Необходимо понять, что процесс образования генераторного газа протекает не в „восстановительной зоне“, а во всех слоях топлива, но с различной интенсивностью.

Оценивая результаты анализов газа и выводы, сделанные по ним, можно легко стать на неверный путь максимального сокращения высоты реакционного слоя топлива, поскольку это мероприятие, улучшающее компактность камеры, достигается сравнительно ничтожным снижением калорийности рабочей смеси. Такие попытки создания укороченных камер нами уже делались, причем оказалось, что максимальные значения мощности двигателя по отдельным замерам практически не отличались от мощности, соответствующей камерам нормальной конфигурации. Однако, в связи с периодической осадкой топлива у фурменного пояса, которая совершается толчками, заметными на-глаз при наблюдении через отверстия фурм, имеет место неустойчивость процесса газообразования, периодически снижающая качество газа, а следовательно, и мощность двигателя.

Опыты показали, что неустойчивость процесса при укороченной камере с малой толщиной реакционного слоя проявляется в большей сте-



Фиг. 8. Сравнительное изменение мощности двигателя при нормальной и укороченной высоте реакционного слоя.

лени. На фиг. 8 изображено примерное протекание кривых мощности, соответствующих камерам с уменьшенной и нормальной толщиной реакционного слоя топлива. Несмотря на совпадение мощностей в отдельные моменты, требуется некоторая резервная высота реакционного слоя, которая способна компенсировать временные ухудшения процесса, происходящие в верхних слоях камеры газификации. Кроме того, увеличение высоты реакционного слоя способствует росту содержания водорода.

Для нашего экспериментального генератора и для генераторов, сходных с ним по размерам, толщина реакционного слоя при камере диаметром 200—250 мм, как показали опыты, не должна быть меньше 280—300 мм.

Древесина мягких пород (сосна, ель, ольха) требует увеличения этих цифр.

## 2. Коэффициент молекулярного изменения при газификации

При определении расчетом оптимальных размеров камеры обыкновенно требуется знать закономерность изменения объема газа, движущегося в слое топлива. Первоначальным объемом в этом случае будет объем первичного воздуха, вошедшего в генератор, а конечным — объем генераторного газа. Таким образом, при данном количестве воздуха, поступающего в генератор, объем газа  $G_2$ , проходящий в единицу времени через различные сечения камеры, переменен. Он определяется в зависимости от течения химических реакций числом килограмм-молекул и, кроме того, зависит физически от температуры и давления, соответствующих рассматриваемому сечению камеры. Давление по высоте камеры изменяется незначительно и поэтому его влиянием на объем газа можно пренебречь.

Если бы образование газа происходило из воздуха и твердого топлива без повышения температуры, то объем газа, проходящий в секунду через сечение камеры, можно было бы изобразить так:

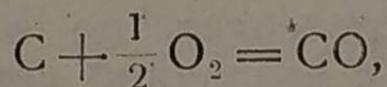
$$G_2 = \mu_0 G'_v \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (1)$$

где  $G'_v$  выражает секунднй расход воздуха, а коэффициентом  $\mu_0$  оценивается увеличение объема в результате течения химических реакций.

Согласно закону Авогадро, объемы газов при одинаковых температурах и давлении пропорциональны числу их килограмм-молекул (молей). Следовательно, множитель  $\mu_0$  может быть назван коэффициентом молекулярного изменения. Математически он должен выражаться отношением числа молей газа к числу молей израсходованного воздуха.

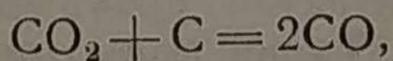
При газогенераторном процессе всегда  $\mu_0 > 1$ , так как большинство реакций протекает с увеличением объема.

Образование окиси углерода сопровождается двойным увеличением объема<sup>1</sup>



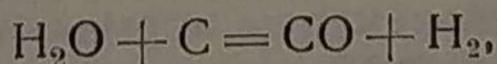
т. е.  $\frac{1}{2} : 1$  или  $1 : 2$ .

То же самое происходит и при реакции восстановления углекислоты



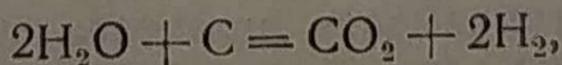
т. е.  $1 : 2$ .

Увеличением объема сопровождаются также реакции водяного газа



т. е.  $1 : 2$ ,

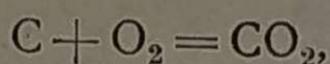
и



т. е.  $2 : 3$ .

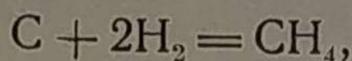
<sup>1</sup> Объем твердого углерода С приравнивается здесь нулю.

Реакция полного сгорания углерода возможна только в фурменном поясе. Она протекает без изменения объема:



т. е. 1:1.

Образование метана сопровождается двойным сокращением объема.



т. е. 2:1.

Однако влияние метана на коэффициент молекулярного изменения второстепенно, поскольку его содержание в генераторном газе обычно не превышает 3—4%.

Если определять коэффициент молекулярного изменения при газификации, пользуясь приведенными выше формулами химического образования компонентов, входящих в состав генераторного газа, то решение задачи чрезвычайно усложнится, так как для каждого слоя топлива, кроме состава газа, потребуется еще знать абсолютное весовое количество всех компонентов. Общий вес этих компонентов будет переменным, поскольку по высоте камеры расходуются водяной пар и углерод топлива. Поставленная задача получает весьма простое решение, если учесть, что азот, содержащийся в газе, количественно (по весу) не изменяется, так как он не входит в химические соединения с другими компонентами генераторного газа. Поэтому при заданном количестве азота, зная для различных слоев топлива объемную долю его содержания в газе, легко определить весь объем газа, проходящий через соответствующее сечение камеры в единицу времени, а следовательно, и получить величину коэффициента молекулярного изменения.

В воздухе азот по объему составляет 79%. Поэтому, если в генератор поступает воздуха  $G'_s$  м<sup>3</sup>/сек, то расход азота будет

$$\frac{79}{100} G'_s \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Пусть в каком-либо сечении камеры расход газа равен  $G_2$  м<sup>3</sup>/сек, а содержание в нем азота —  $N_2$ % (по объему). Часть этого азота ( $N_T$ %) перешла в газ из твердого топлива. Тогда азот воздуха, содержащийся в газе, с другой стороны, окажется равным

$$\frac{N_2 - N_T}{100} G_2 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Следовательно, получаем уравнение

$$\frac{N_2 - N_T}{100} G_2 = \frac{79}{100} G'_s.$$

Выразив, согласно уравнению (1),  $G_2$  через  $G'_s$ , получаем

$$\frac{N_2 - N_T}{100} \mu_0 G'_s = \frac{79}{100} G'_s,$$

откуда коэффициент молекулярного изменения при газификации

$$\mu_0 = \frac{79}{N_2 - N_T}.$$

Содержание азота в твердом топливе весьма мало. Поэтому с достаточной степенью приближения мы предлагаем принимать

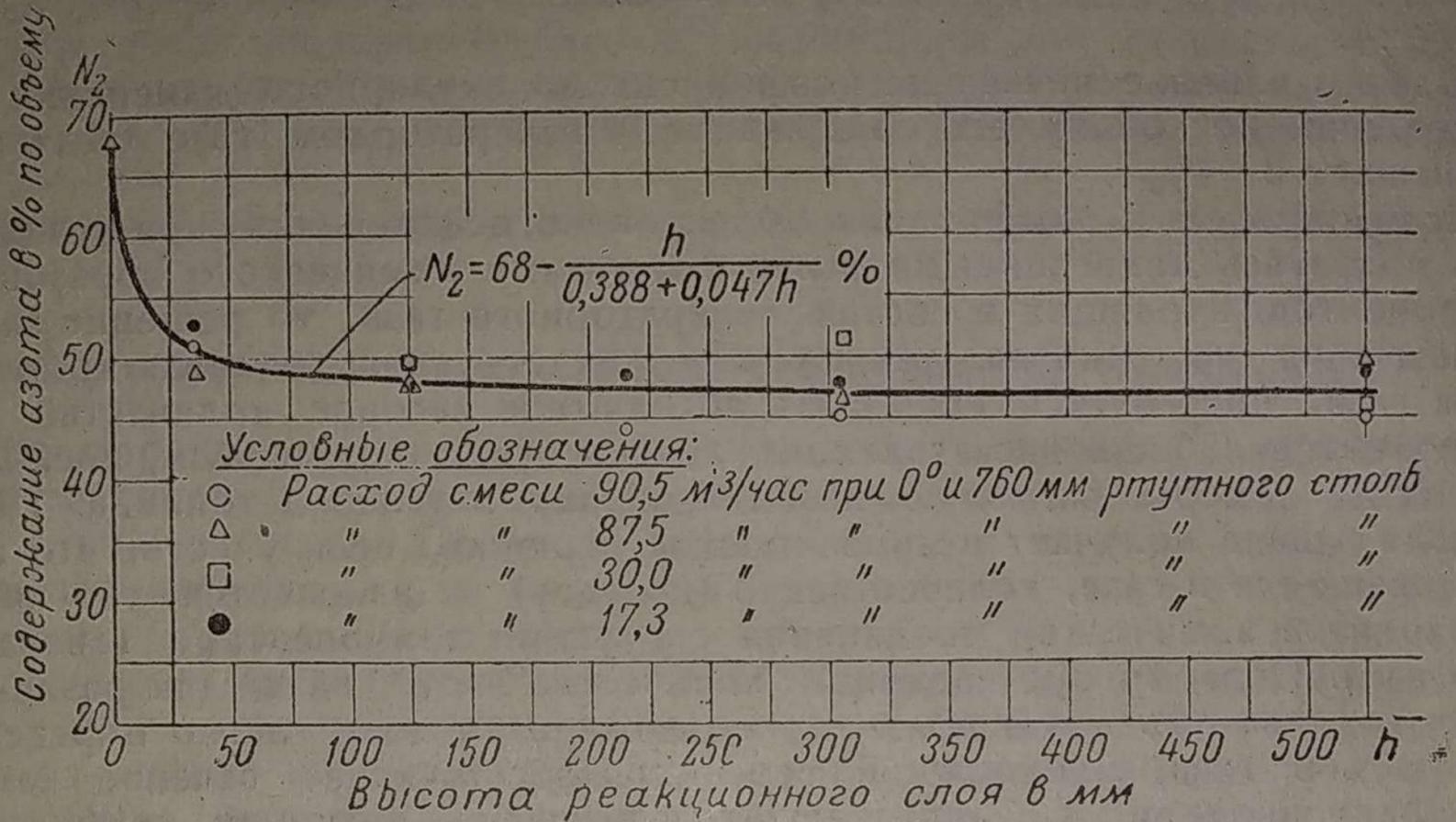
$$\mu_0 = \frac{80}{N_2}. \quad (2)$$

На фиг. 9 приведена кривая, показывающая изменение содержания азота в газе в зависимости от толщины реакционного слоя топлива. Точки, имеющие абсциссу нуль, соответствуют газу, взятому на уровне фурм. Хотя все построенные на этой диаграмме точки и получены на камерах диаметром 200 и 230 мм, причем часовой расход газа был также

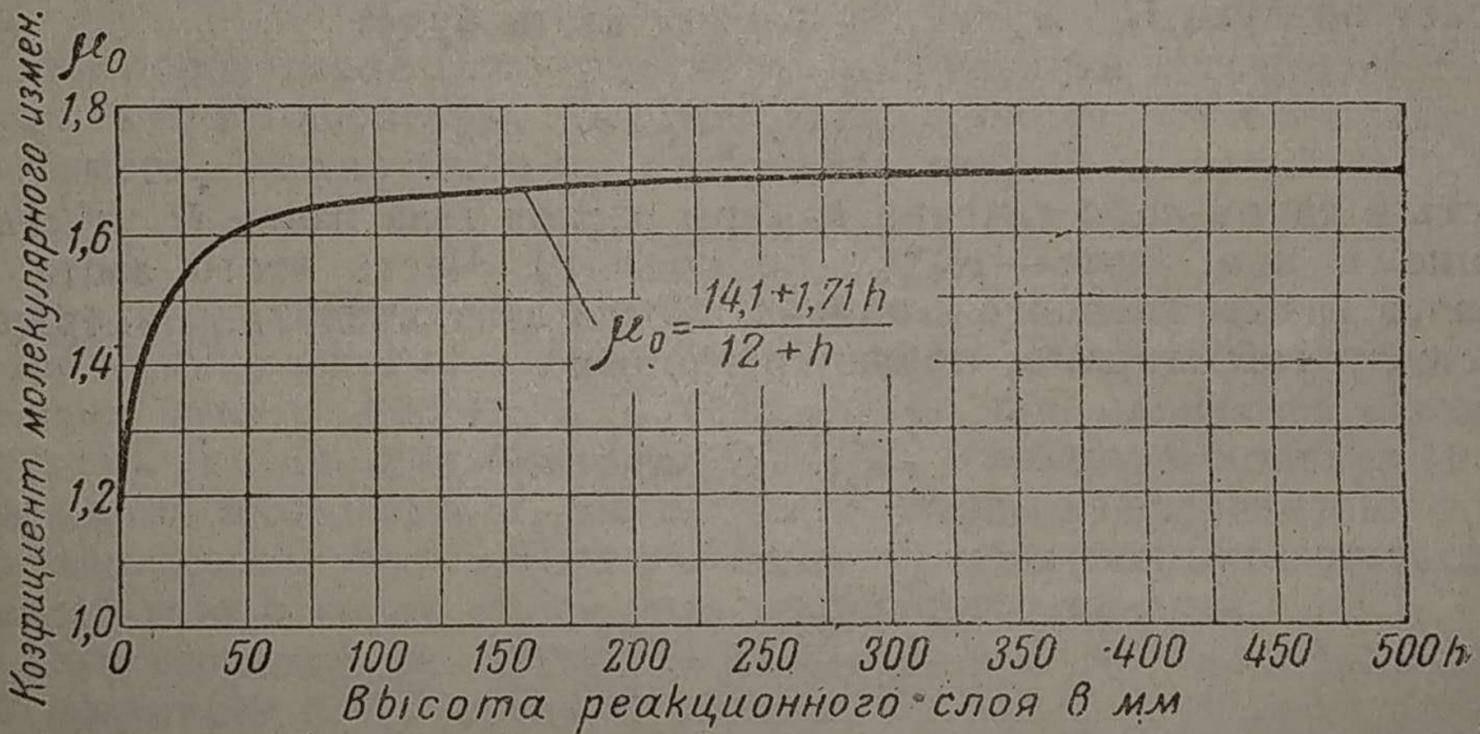
не одинаков, тем не менее расположение точек отвечает одному общему закону изменения азота. Этот закон достаточно близко выражается эмпирическим уравнением гиперболы

$$N_2 = 68 - \frac{h}{0,388 + 0,047h} \% \quad (3)$$

где  $h$  — толщина реакционного слоя топлива в мм.



Фиг. 9. Содержание азота в газе как функция высоты реакционного слоя.



Фиг. 10. Коэффициент молекулярного изменения как функция высоты реакционного слоя.

Подставив в формулу (2) значение  $N_2$ , получим, что

$$\mu_0 = \frac{80}{N_2} = \frac{80}{68 - \frac{h}{0,388 + 0,047h}}$$

или, окончательно, коэффициент молекулярного изменения равен

$$\mu_0 = \frac{14,1 + 1,71h}{12 + h} \quad (4)$$

На уровне фурм, где  $h = 0$ , он принимает частное значение

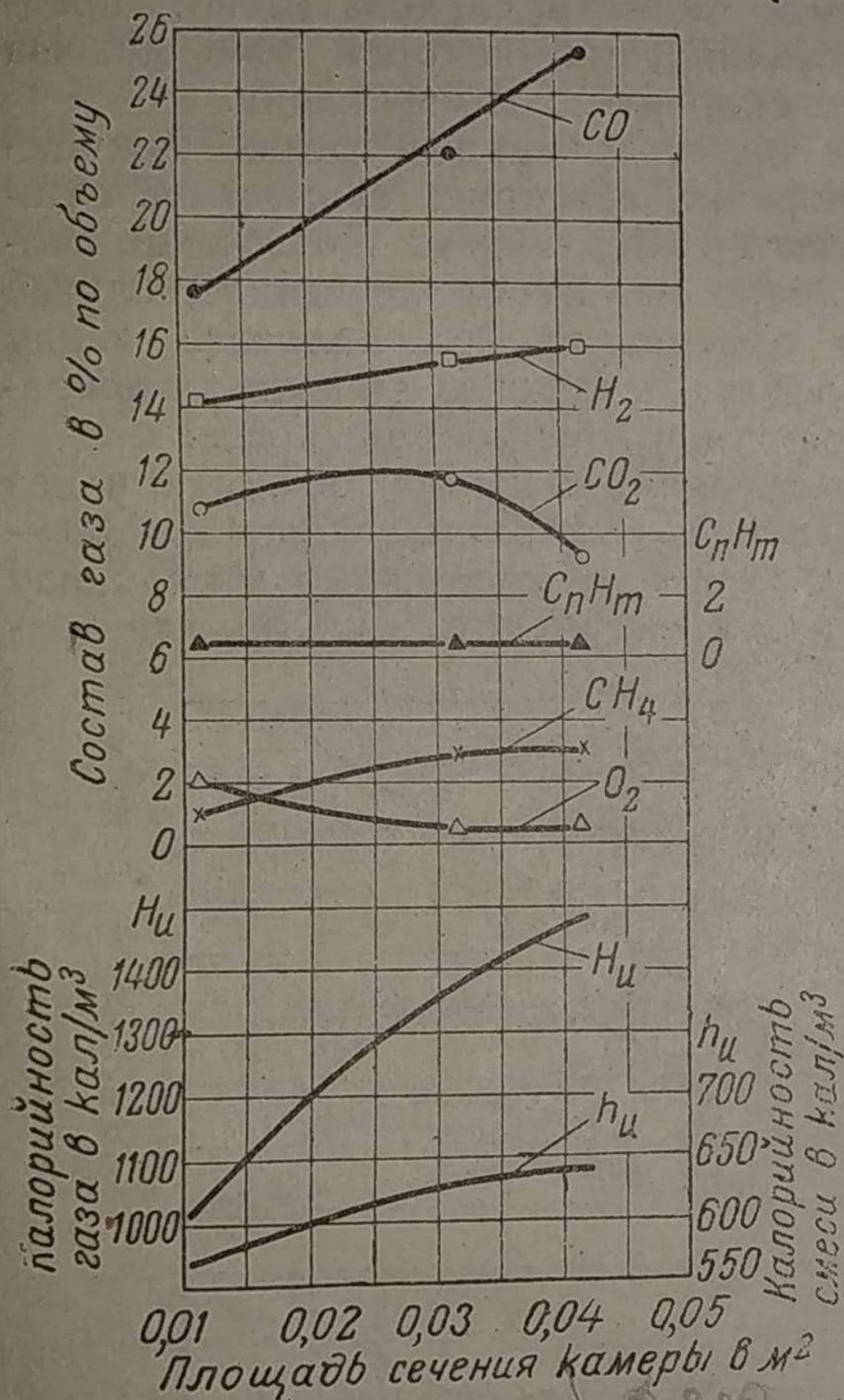
$$\mu_0 = \frac{14,1}{12} = 1,17.$$

Фиг. 10 изображает характер изменения  $\mu_0$  в зависимости от толщины реакционного слоя. Эта кривая показывает, что увеличение объема газа

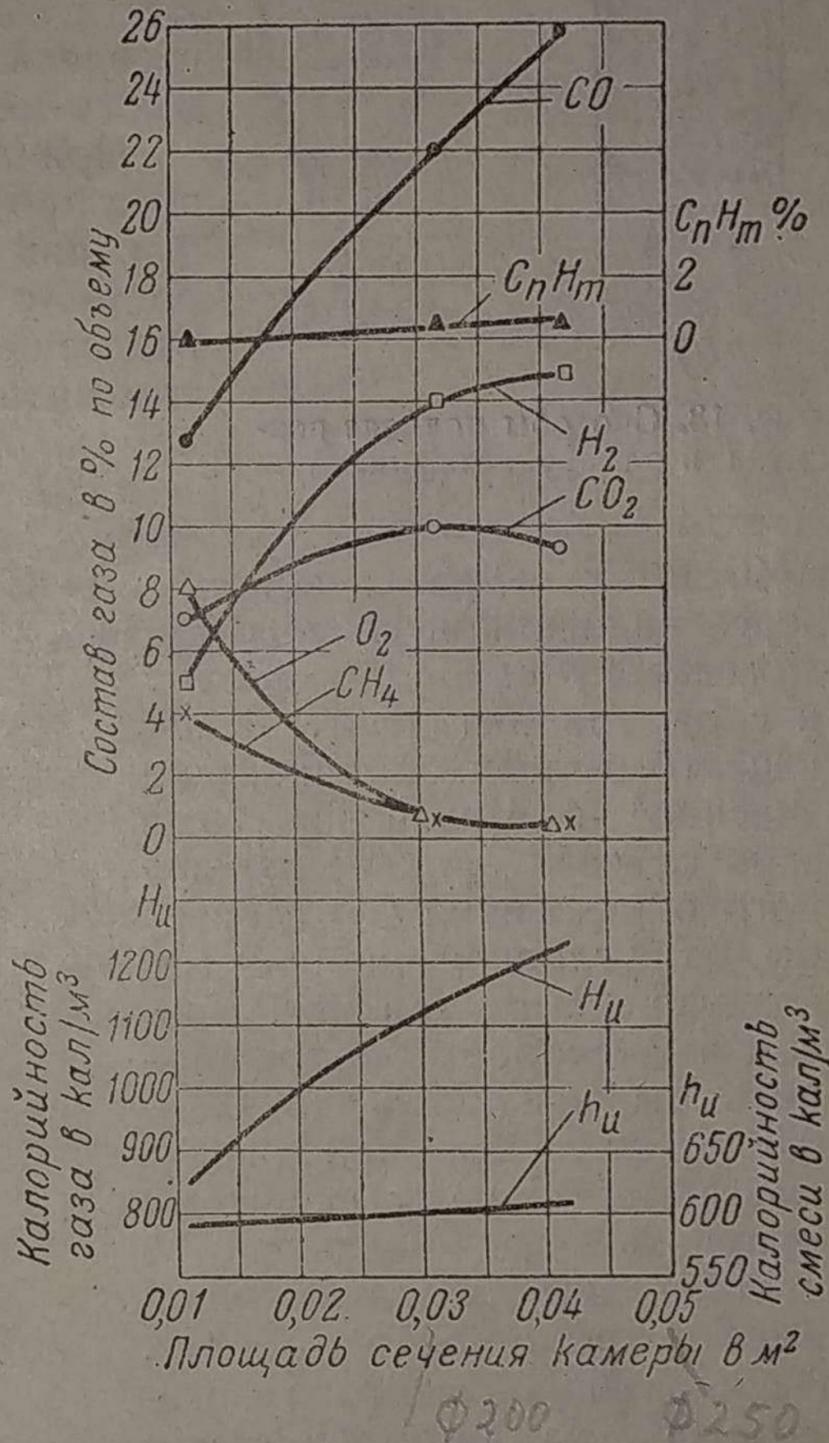
происходит главным образом вблизи фурм в слое топлива небольшой толщины — порядка 50—70 мм. В дальнейшем приращение объема заметно ослабевает. Максимальное значение коэффициента молекулярного изменения при газификации равно, примерно, 1,7.

### 3. Влияние диаметра камеры

Диаметр камеры газификации по фурменному поясу является одним из главных параметров газогенератора. От него зависит напряженность горения и смолосодержание в газе. Кроме того, диаметр камеры в значительной степени влияет и на качество газа.



Фиг. 11. Состав газа как функция площади поперечного сечения камеры. Высота реакционного слоя — 305 мм. Расход рабочей смеси  $G_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ . Расход дров  $G_T = 18 \text{ кг}/\text{час}$ .



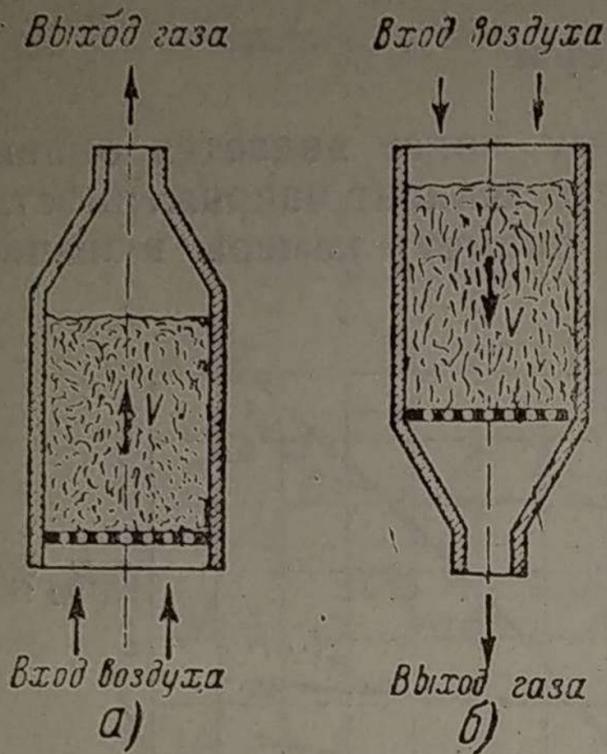
Фиг. 12. Состав газа как функция площади поперечного сечения камеры. Высота реакционного слоя — 125 мм. Расход рабочей смеси  $G_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ . Расход дров  $G_T = 18 \text{ кг}/\text{час}$ .

Если оценку роли диаметра камеры любой конструкции делать, ориентируясь на изложенную выше теорию скоростной газификации, то легко притти к неверным выводам. Так например, следовало бы считать, что качество газа при уменьшении диаметра камеры не будет ухудшаться, поскольку при этом скорость газового потока в реакционном слое увеличивается. Однако результаты наших опытов, проведенных с экспериментальным газогенератором, имеющим фурменный подвод воздуха, вынуждает сделать прямо противоположный вывод.

На фиг. 11 и 12 приведены зависимости отдельных компонентов генераторного газа от площади поперечного сечения камеры. Эти данные получены в камерах с диаметрами 120, 200 и 230 мм при расходе рабочей смеси порядка  $90 \text{ м}^3/\text{час}$  или газа  $40 \text{ м}^3/\text{час}$ . Фиг. 11 характе-

ризует процесс газификации в реакционном слое высотой 305 мм, а фиг. 12 — высотой 125 мм.

На обеих диаграммах видно, что по мере увеличения диаметра камеры от 120 мм до 230 мм происходит закономерное улучшение качества газа, которое выражается главным образом ростом содержания в нем CO и H<sub>2</sub> и, следовательно, увеличением его калорийности. Аналогичное изменение наблюдалось и с мощностью двигателя, которая во всех случаях возрастала при увеличении диаметра камеры.



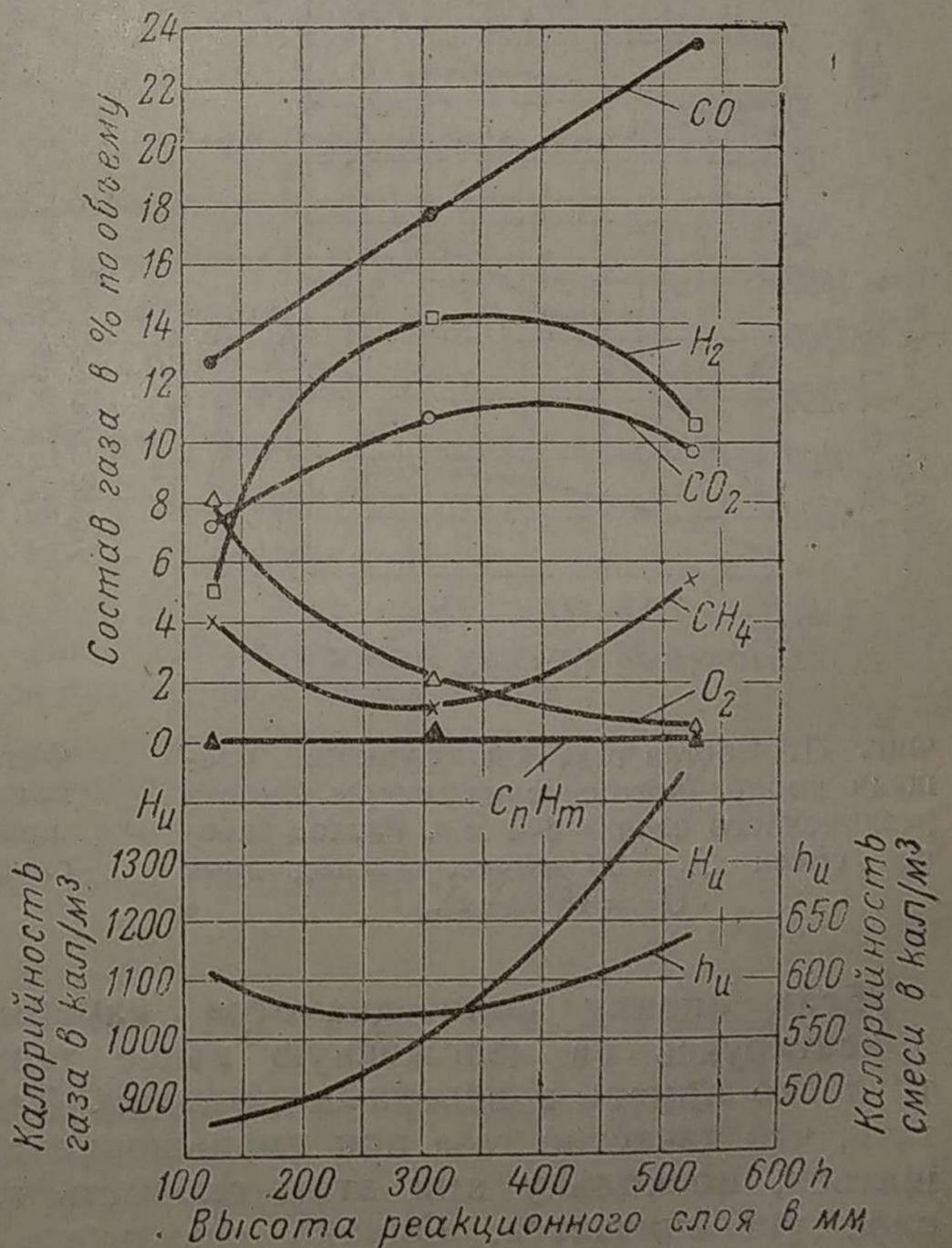
Фиг. 13. Способы подвода воздуха в камеру газификации.

Условная скорость холодного воздуха по свободному сечению камеры в этих опытах достигала 0,55 м/сек и, следовательно, представляла величину, при которой уже должна иметь место скоростная газификация.

Причины такого на первый взгляд кажущегося противоречия с теорией скоростной газификации лежат в следующем. Понижение скорости в камере не имеет в данном случае решающего влияния на ход процесса ввиду того, что он, как было доказано выше, в основном завершается в фурменном поясе.

Если поступление в камеру воздуха через фурмы с высокой скоростью порядка 30—40 м/сек заменить конструкцией, в которой воздух подводится снизу через колосниковую решетку (фиг. 13, а), или применить способ, где воздух сверху свободно входит в слой топлива (фиг. 13, б), как это было в опытах Гродзовского и Чуханова, то в этих случаях процесс первичного образования CO зависел бы от условной скорости  $v$  воздуха в слое топлива. При этом эту скорость потребовалось бы увеличить до 0,4—0,5 м/сек даже при работе двигателя вхолостую, чтобы получить газ надлежащего состава при незначительной высоте реакционного слоя.

Эксплуатация такого газогенератора на автомобиле или тракторе оказалась бы неприемлемой, так как при переходе на максимальный отбор газа скорость в камере возросла бы еще значительно, вызвав недопустимо большое сопротивление газогенератора и неудовлетворительное наполнение двигателя рабочей смесью. Поэтому при работе с двигателем генератор должен иметь фурменный подвод воздуха, при котором скорости газового потока в камере незначительны, а гидравлическое сопротивление реакционного слоя мало.



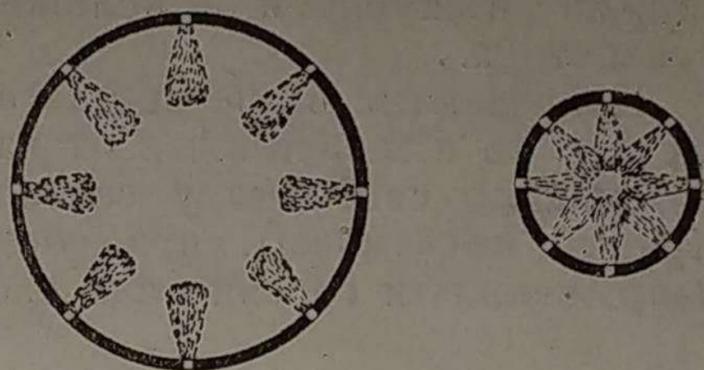
Фиг. 14. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при диаметре камеры 120 мм.

Почему улучшается качество газа при увеличении диаметра камеры?

Процесс газификации завершается в фурменном поясе — зоне наи-

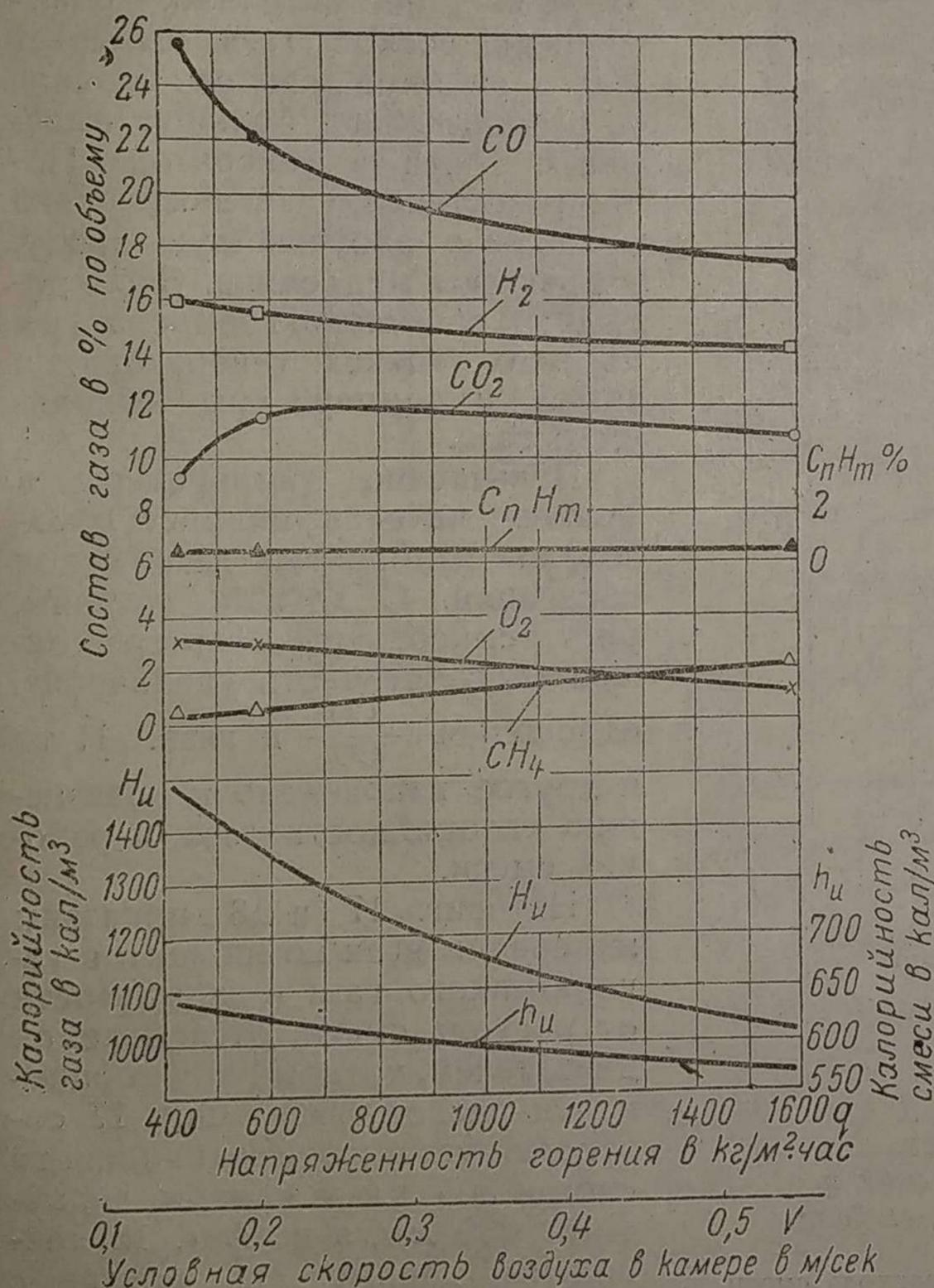
высшей температуры — в том случае, если кислород воздуха реагирует с топливом в непосредственной близости устья фурмы, там, где струя воздуха имеет наибольшую скорость. При этом условии, как доказано приведенным здесь опытным материалом, достигается первичное образование CO.

Когда образуется зависание топлива, т.е. свободное пространство перед фурмой, то кислород воздуха вступает в реакцию, имея низкую скорость, а качество газа при этом ухудшается, так как первичное образование CO уступает место сгоранию углерода в CO<sub>2</sub> с последующим его восстановлением в CO. Это восстановление протекает в нижних слоях топлива, имеющих более низкую температуру, недостаточно полно. Ухудшение процесса всегда сопровождается падением мощности двигателя, которая характеризует резкость его изменения. Значительная неустойчивость процесса, вызванная зависанием топлива, была отмечена нами при испытании дровяного газогенератора с центральным подводом воздуха<sup>1</sup>, при работе на соломе и в описываемых опытах с камерой малого диаметра, равного 120 мм. В последнем случае процесс не успевал заканчиваться в фурменном поясе. Доказательством этого служат кривые содержания кислорода в газе, изображенные на фиг. 12 и 14. Здесь даже на расстоянии 125 мм от уровня фурм было отмечено содержание кислорода до 8%, который не успевал прореагировать с топливом. Напомним, что, в противоположность этому, у камер большего диаметра кислород не превышает 0,5—0,6% на расстоянии 35 мм от фурм.



Зона, насыщенная кислородом

Фиг. 15. Влияние диаметра фурменного пояса на степень насыщения кислородом сечения камеры.



Фиг. 16. Состав газа как функция напряженности горения при постоянном расходе рабочей смеси.  $G_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ . Высота реакционного слоя 305 мм.

Другой причиной, способствующей улучшению качества газа при увеличении диаметра камеры, является меньшая насыщенность кислородом центральной зоны камеры в плоскости фурм. Действительно, чем больше диаметр камеры, тем труднее воздуху, выходящему из фурм, проникнуть к центру через промежутки, которые имеются

<sup>1</sup> См. журнал „Мотор“, № 7 за 1940 г.

в слое топлива. На фиг. 15 это показано схематически при условии, что скорости в обоих случаях одинаковы. Поэтому при большем диаметре горючие газы сухой перегонки, поступающие из бункера, в меньшей части сгорают в камере и в большей переходят в состав газа, выходящего из генератора.

Приведенные выше результаты химического состава газа представлены на фиг. 16 в зависимости от напряженности горения и условий скорости воздуха по свободному сечению камеры для постоянного расхода газа. Кривые показывают, что состав газа улучшается по мере уменьшения напряженности горения или скорости воздуха в камере.

#### 4. Влияние расхода газа

Количество газа, выходящего из генератора в единицу времени, обыкновенно называют расходом газа.

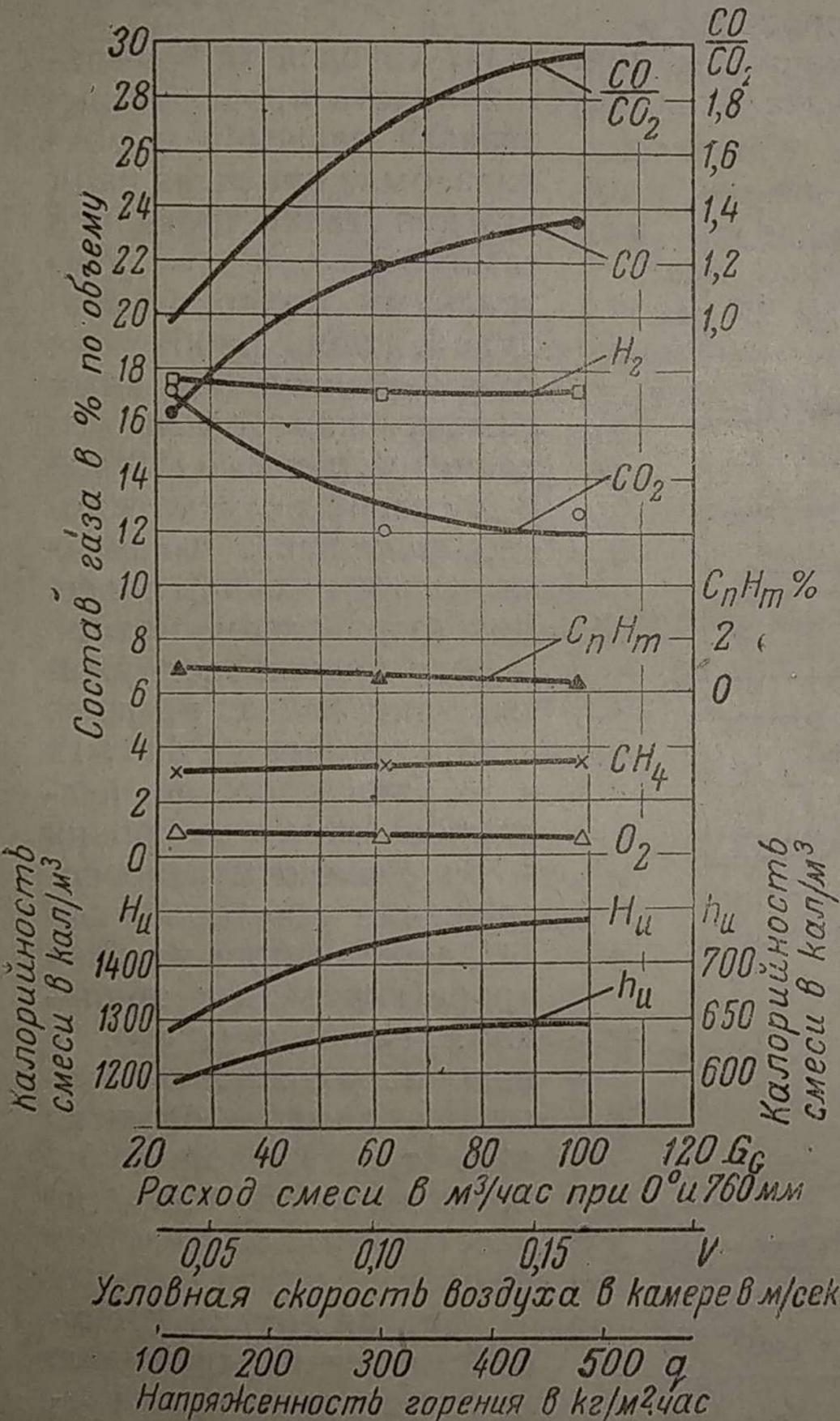
Многочисленные опыты с битуминозным топливом говорят о том, что при увеличении расхода газа качество его улучшается. Действительно, повышенный расход газа вызывает более высокий расход топлива и, следовательно, большее выделение тепла в генераторе. Потери же тепла, связанные с его отводом в окружающую среду, возрастают медленнее. Это приводит к повышению температуры во всех точках генератора, а также и температуры выходящего газа.

Повышение температуры в бункере интенсифицирует образование калорийных газов сухой перегонки. С другой стороны, рост температуры в камере должен способствовать увеличению отношения  $\frac{CO}{CO_2}$  в газе. И то и другое направлено к повышению калорийности газа и рабочей смеси.

На фиг. 17 и 18 показаны изменения всех компонентов генераторного газа в зависимости от расхода смеси, отсасываемой двигателем, который пропорционален расходу газа. Фиг. 17 соответствует высоте реакционного слоя в 305 мм у камеры диаметром 230 мм, а на фиг. 18 приведены данные для случая с дополнительной засыпкой угля вокруг той же камеры. Как видно из диаграмм, дополнительная засыпка угля не вносит существенного различия в закономерность изменения компонентов генераторного газа.

На обеих диаграммах по мере увеличения расхода рабочей смеси:

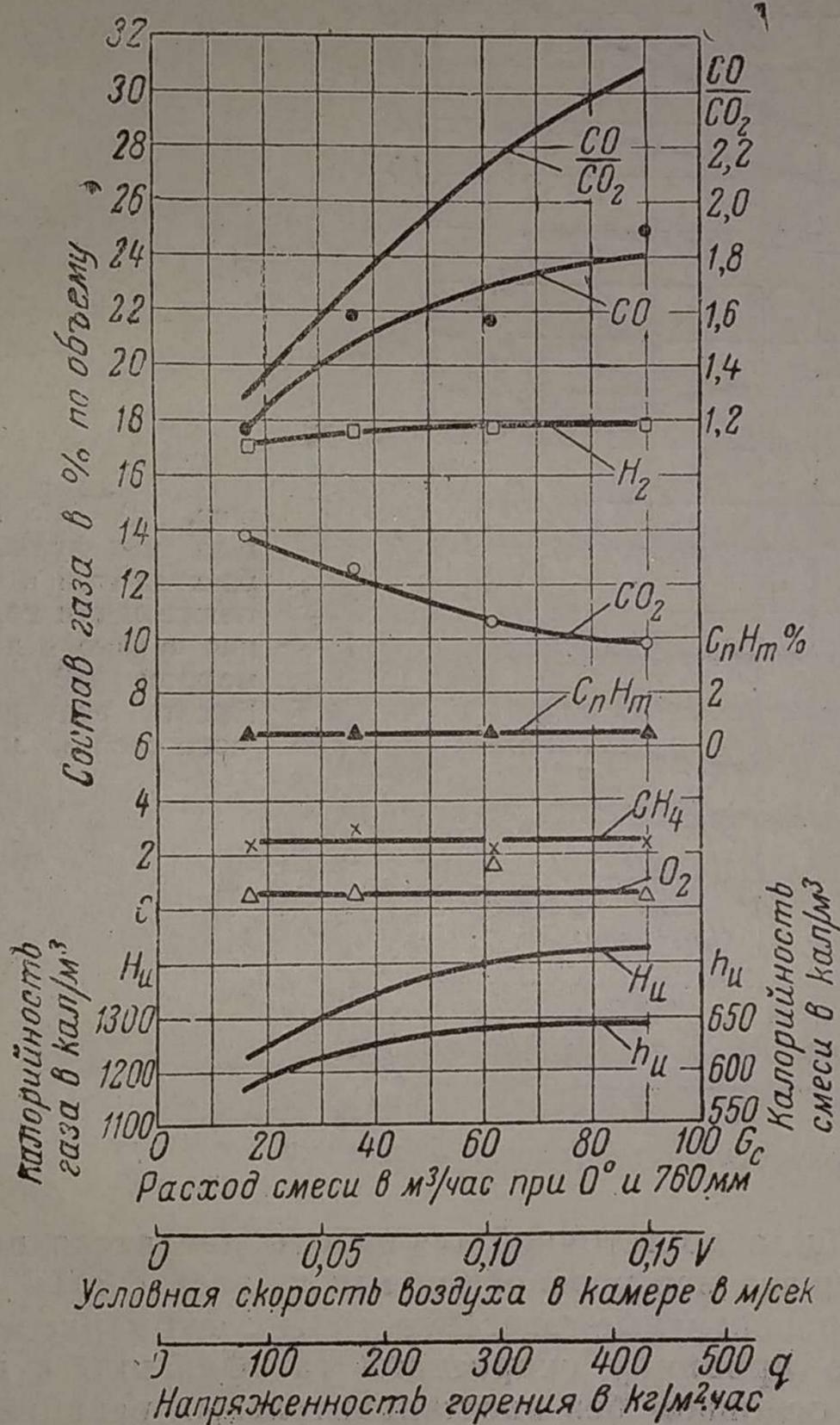
- 1) окись углерода CO заметно возрастает,
- 2) углекислота CO<sub>2</sub> — уменьшается,



Фиг. 17. Состав газа как функция расхода смеси и напряженности горения в камере диаметром 230 мм. Высота реакционного слоя 305 мм.

- 3) водород  $H_2$  и другие составляющие остаются без изменения,  
 4) теплотворная способность газа и рабочей смеси возрастает.

Отношение  $\frac{CO}{CO_2}$  на обеих диаграммах увеличивается вдвое для предельных расходов смеси от холостого хода при  $n=750$  об/мин до полной нагрузки при  $n=1500$  об/мин. Интересно отметить, что суммы  $CO + CO_2$  и  $CO + CO_2 + CH_4 + C_nH_m$  остаются почти постоянными, независимо от расхода газа.



Фиг. 18. Состав газа как функция расхода смеси и напряженности горения в камере диаметром 230 мм и с дополнительной засыпкой угля.

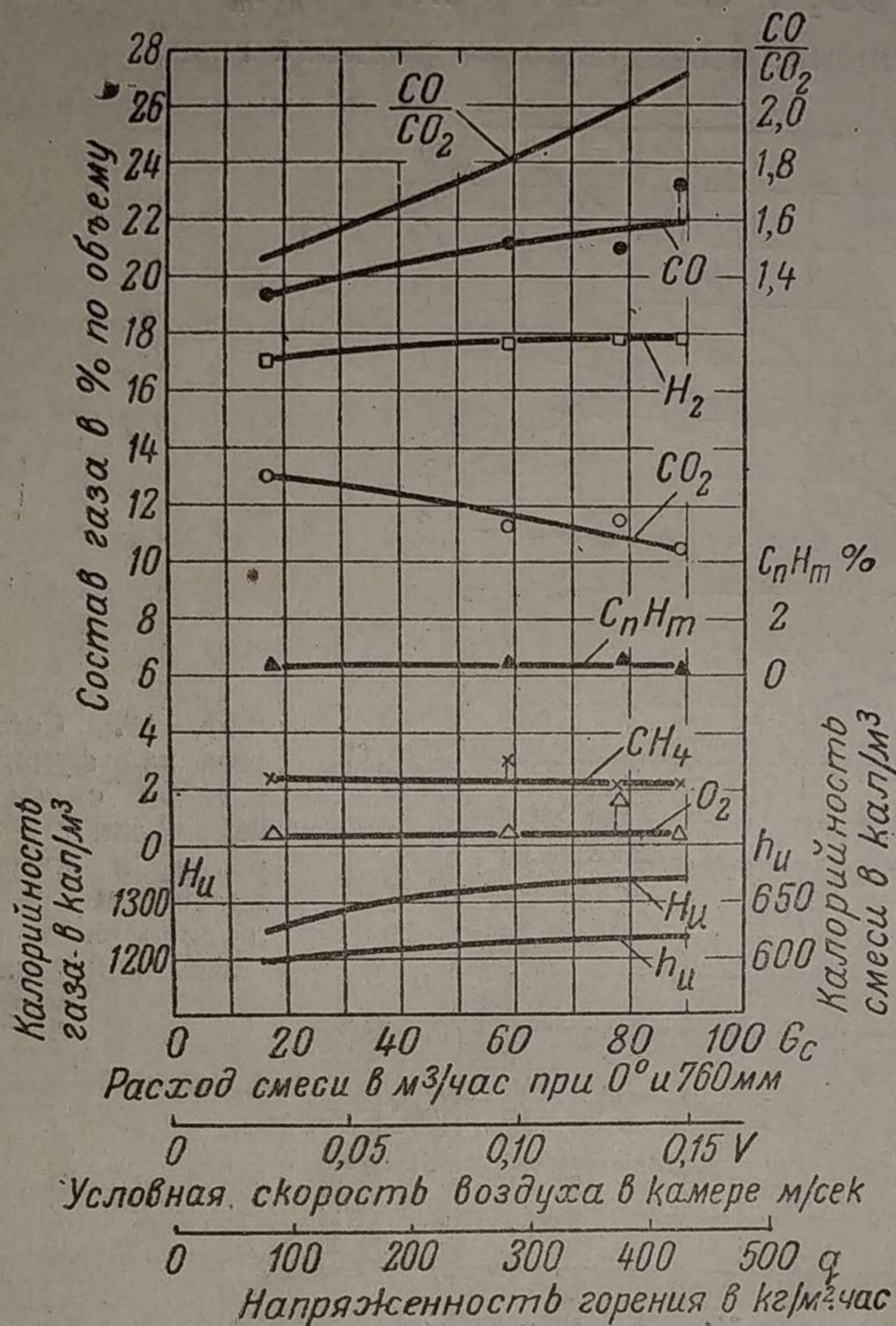
Напряженность горения и условная скорость воздуха в какой-либо камере прямо пропорциональны расходу газа или расходу рабочей смеси, так как расходы топлива и воздуха пропорциональны расходу газа. Поэтому на диаграммах по оси абсцисс нанесены деления напряженности горения и условной скорости воздуха, отнесенной к свободному сечению в камере при 0°.

Сравнивая эти кривые калорийности газа и рабочей смеси с данными, представленными на фиг. 16, видим, что калорийность может изменяться в зависимости от напряженности горения и скорости газа в камере по-разному: либо возрастать, как в первом случае, либо уменьшаться. Все зависит от того, что является причиной изменения напряженности горения — расход ли газа или диаметр камеры.

Фиг. 19 изображает аналогичное изменение состава газа, но при ничтожно малой высоте реакционного слоя, равной 35 мм. Здесь отношение  $\frac{CO}{CO_2}$  также возрастает, но в значительно меньшей степени.

Остальные величины тоже в менее выраженной форме сохраняют прежнюю закономерность своего изменения. Поэтому увеличение расхода газа уже не способствует такому росту калорийности газа и рабочей смеси, как это наблюдалось с высотой реакционного слоя в 305 мм.

Эта последняя диаграмма интересна тем, что она характеризует генераторный газ, полученный при такой ничтожной высоте реакционного



Фиг. 19. Состав газа как функция расхода газа и напряженности горения в камере диаметром 230 мм. Высота реакционного слоя 35 мм.

слоя, которая все же была достаточной для работы двигателя под нагрузкой. Сказанное возвращает нас к основной мысли этой статьи о том, что существующие ныне транспортные газогенераторы с фурменным подводом воздуха действуют по принципу скоростной газификации с первичным образованием CO и в основном без восстановительных реакций. Поэтому создание какого-либо специального скоростного газогенератора является задачей, которая уже решена практическим путем.

Инж. МЕЗИН И. С.  
Старш. научн. сотрудник

## РОЗЖИГ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

На основе опытного материала в статье излагаются причины, влияющие на продолжительность розжига газогенератора и предлагаются конкретные мероприятия, которые сократят существующее теперь время розжига.

Продолжительность розжига является одним из основных показателей всякой транспортной газогенераторной установки. Продолжительность розжига, помимо ее прямого понятия, как времени пуска газогенератора, имеет еще одно существенное значение: в случае применения электровентилятора она непосредственно влияет на срок службы аккумуляторной батареи, которая зачастую выходит из строя по причине длительной работы мотора электровентилятора. Несмотря на это, мероприятия, улучшающие розжиг генератора, почти не освещены в литературе. Изучение этого вопроса показывает, что правильным решением можно заметно ускорить розжиг, повысив этим эксплуатационные свойства газогенераторных автомобилей и тракторов.

Процесс развития розжига можно разделить на три этапа, чередующиеся друг за другом.

1. Воспламенение частиц топлива, расположенного перед фурмой.

2. Распространение фронта горения в направлении движения отсасываемых газов при одновременном повышении температуры слоя горящего топлива и отводе некоторой доли тепла из зоны горения путем излучения.

3. Достижение некоторой массой топлива такой температуры, которая достаточна для удовлетворительного протекания газогенераторного процесса.

На длительность розжига, в основном зависящую от второго этапа, влияют следующие факторы:

- 1) реакционная способность топлива и плотность его слоя (размер частиц угля);
- 2) гигроскопическая влажность топлива;
- 3) размер, число и расположение фурм;
- 4) расход газа, отсасываемого при розжиге.

Первые два фактора определяются специфическими качествами применяемого топлива. Несомненный интерес представляет влияние на продолжительность розжига двух других факторов, связанных с конструкцией газогенераторной установки.

### Влияние диаметра, числа и расположения фурм

Если конструкция газогенератора такова, что в нем имеется одна, две или несколько фурм, то независимо от их числа процесс газификации естественно считать у каждой фурмы происходящим самостоятельно. Это следует из доказанного положения, согласно которому процесс в основном завершается в непосредственной близости от фурм<sup>1</sup>. Поэтому, когда топливо воспламеняется одновременно у всех фурм, период его подготовки к газификации, определяемый временем нарастания температуры, будет одинаковым для всех фурм и, конечно, не зависит от их числа при условии, что расход воздуха через каждую фурму не связан с числом фурм. Розжиг вентилятором приблизительно отвечает этому условию, потому что расход воздуха через каждую фурму определяется разрежением, создаваемым вентилятором, которое мало зависит от числа фурм, так как характеристика вентилятора на рабочем участке имеет пологое протекание. Если же момент воспламенения топлива у всех фурм произошел не одновременно, то большое число фурм может только удлинить общий период розжига, потому что фурмы с запоздавшим воспламенением будут ухудшать качество газа, выходящего из газогенератора.

Расположение фурм в камере может заметно влиять на продолжительность розжига. Например, когда фурмы размещены в камере концентрированно (подвод воздуха через центральное сопло), то одновременное воспламенение топлива более вероятно. Кроме того, суммарная поверхность, отводящая теплоту излучения и количество этого тепла меньше по сравнению с расположением фурм на периферии камеры, так как активная масса топлива, излучающего тепло, в первом случае сосредоточена в одном месте. Это приводит к более быстрому нарастанию температуры, сокращая продолжительность розжига.

При постоянном напоре дутья диаметр фурмы по мере его увеличения сказывается следующим образом:

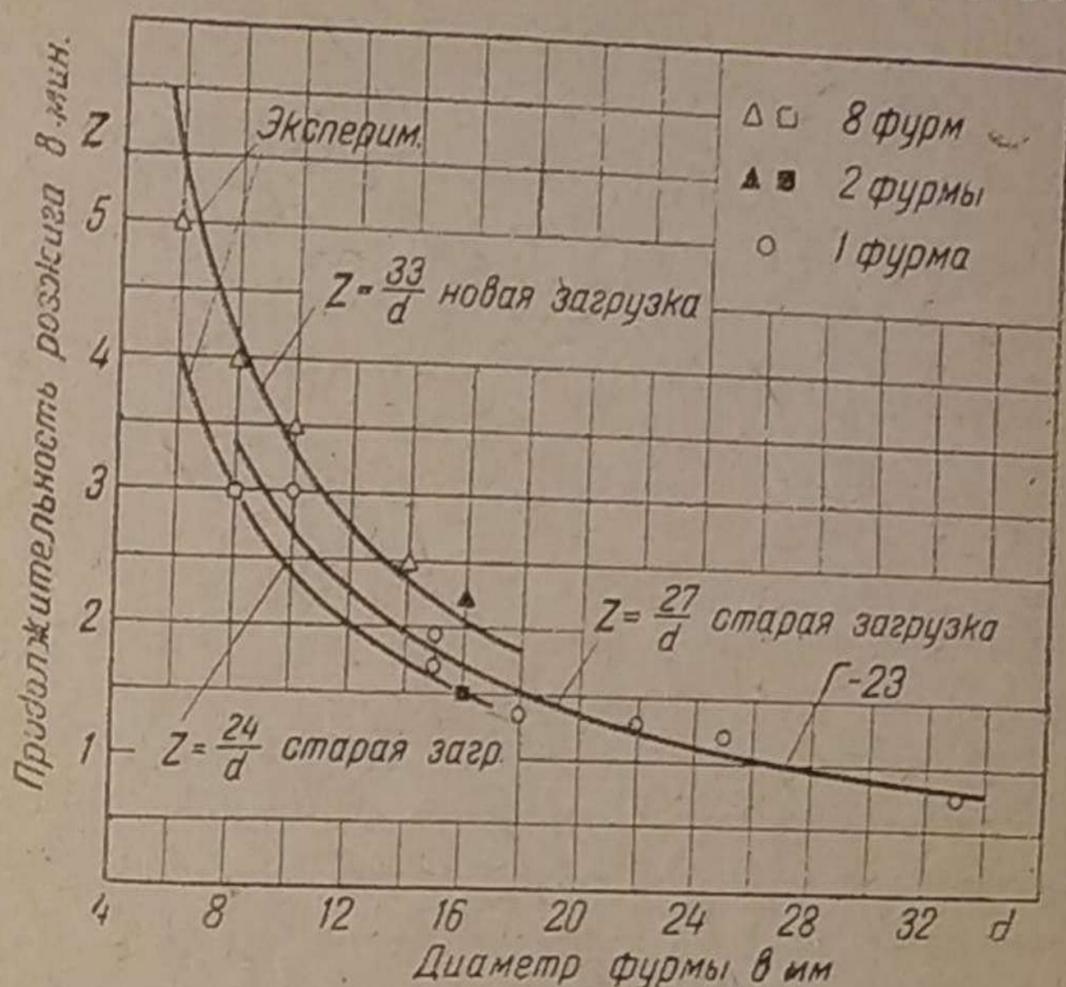
1) возрастает дальноточность струи воздуха, — другими словами, скорость струи в слое топлива угасает медленнее; это ускоряет распространение фронта горения;

2) уменьшаются относительные потери тепла, связанные с охлаждением воспламененной массы топлива, потому что поверхность, отводящая тепло, увеличивается медленнее, чем объем зоны сгорания. Это сокращает период нарастания температуры.

Оба обстоятельства должны способствовать быстрому розжигу газогенератора.

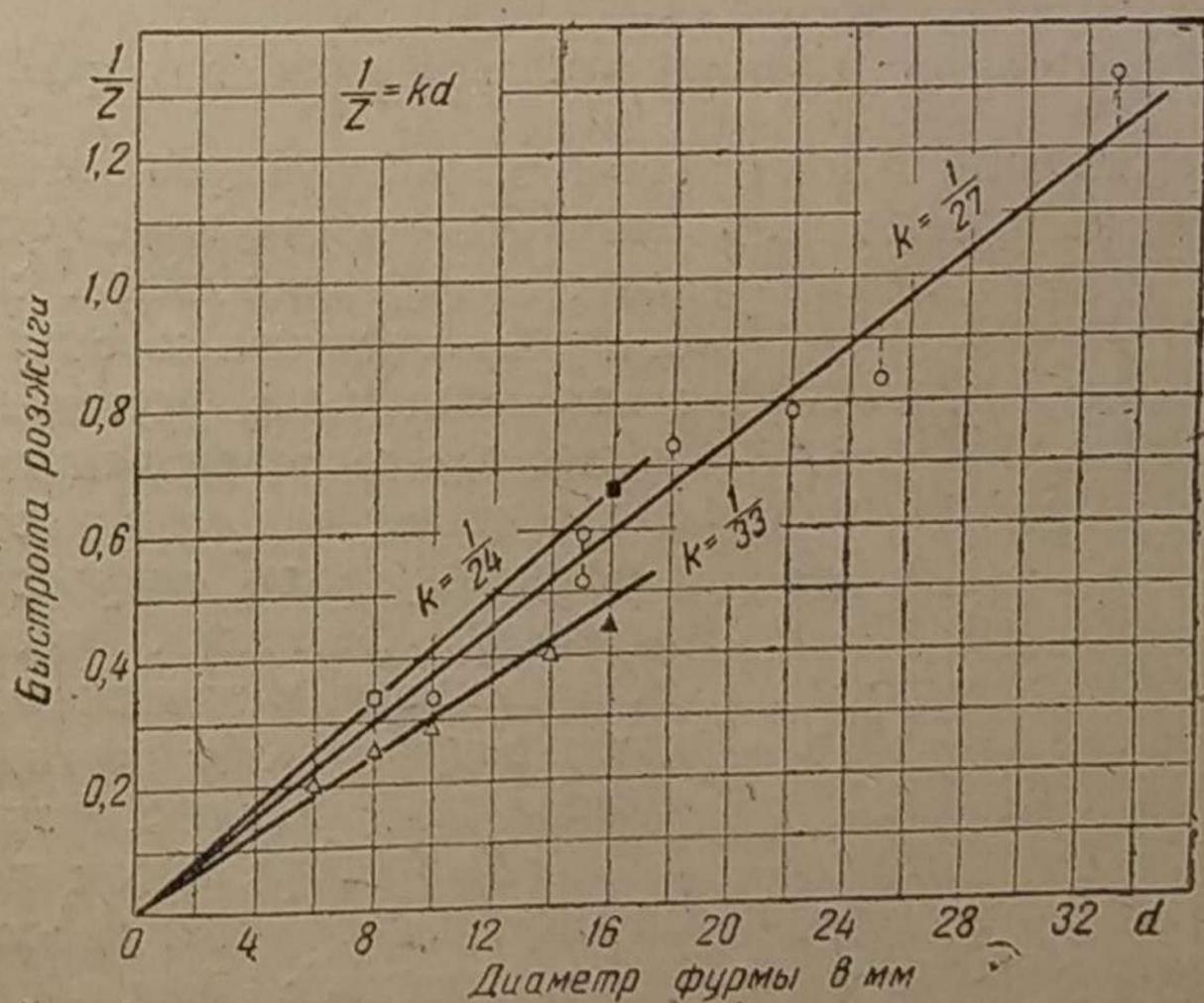
<sup>1</sup> См. статью автора, — Влияние диаметра и высоты камеры газификации на химический состав газа, „Труды НАТИ“, вып. 40, 1941 г.

На фиг. 1 по оси абсцисс отложен диаметр фурмы, а по оси ординат — продолжительность розжига в минутах. Первая серия опытов проводилась автором в НАТИ на экспериментальном газогенераторе при одинаковом разрежении после газогенератора. Переменными были как размеры диаметров фурм (от 6 до 16 мм), так и их число (2 и 8 шт.). Продолжительность розжига определялась по моменту первой вспышки в цилиндрах двигателя, который прокручивался от пендель-динамо.



Фиг. 1. Продолжительность розжига генератора в зависимости от диаметра фурм.

Другая серия опытов, проведенная в НАТИ инж. Г. Г. Токаревым на однофурменном древесноугольном газогенераторе Г-21 типа Гоэн-Пулен, характеризует розжиг вентилятором тоже при постоянном разрежении после газогенератора. Время розжига определялось здесь способностью газа гореть пламенем. В этих опытах газогенератор не перенагружался.



Фиг. 2. Быстрота розжига как функция диаметра фурм.

Диаграмма показывает, что в соответствии со сказанным выше продолжительность розжига заметно уменьшается по мере увеличения диаметра фурмы.

Если теперь по оси ординат отложить быстроту розжига, т. е.

величину, обратную его продолжительности (фиг. 2), то обнаружится чрезвычайно интересное обстоятельство. Опытные точки каждого испытания, несмотря на различное число фурм, располагаются вблизи прямой, проходящей через начало координат под углом, тангенс которого равен  $K$ . Следовательно, точки каждого испытания удовлетворяют уравнению:

$$\frac{1}{Z} = kd,$$

откуда продолжительность розжига

$$Z = \frac{1}{kd}, \quad (1)$$

или

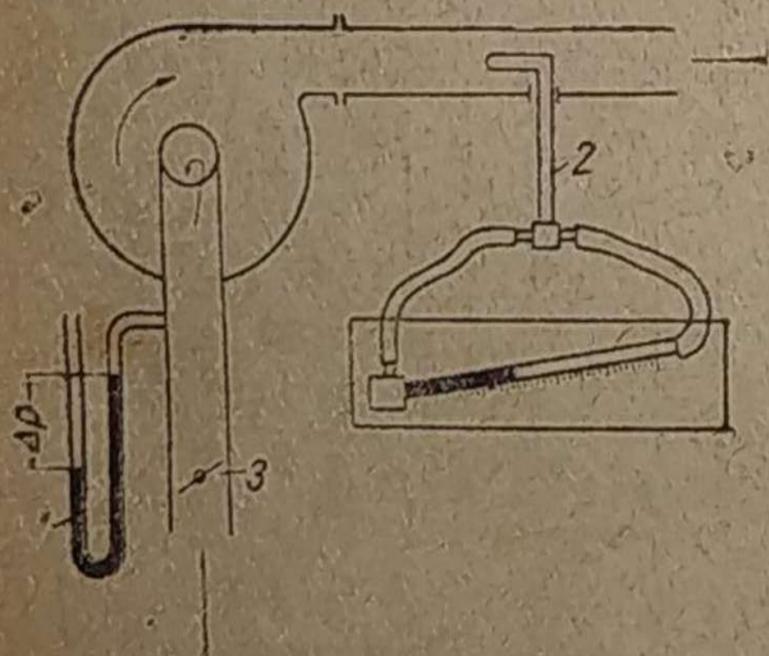
$$Z = \frac{m}{d}.$$

Этот эмпирически доказанный закон розжига можно формулировать так: продолжительность розжига газогенератора не зависит от числа фурм и обратно пропорциональна их диаметру при одинаковом давлении воздушного дутья.

На фиг. 1 построены кривые, удовлетворяющие уравнению (1) — равнобокой гиперболы для частных случаев, когда  $m$  равняется 24, 27 и 33 мм/мин. Согласно нашим опытам продолжительность повторного розжига на 25—30% меньше розжига свежезаправленного газогенератора, что можно объяснить меньшей влажностью угля и большей его раздробленностью, вызывающей увеличение реакционной поверхности.

### Расход газа при розжиге газогенератора

Чтобы установить расход газа, отсасываемого вентилятором при розжиге, не прибегая к непосредственному замеру этого рас-



Фиг. 3. Расположение приборов при испытании вентилятора: 1 — пьезометр, определяющий перепад гидростатического давления; 2 — трубка Пито с микроманометром для определения скорости и расхода воздуха; 3 — дроссель, изменяющий расход воздуха.

хода, необходимо знать характеристику вентилятора и сопротивление газогенераторной установки в том месте, где включен вентилятор. Характеристикой вентилятора называется кривая гидростатического перепада давлений, создаваемого вентилятором, в зависимости от расхода воздуха. Эта кривая обычно снимается при постоянном числе оборотов ротора путем постепенного дросселирования потока на входе или выходе (фиг. 3). Однако у электровентиляторов газогенераторных установок число оборотов ротора несколько меняется при дросселировании.

На фиг. 4 дана характеристика отечественного электровентилятора ВГ-197 при работе под напряжением 12 в. Этот вентилятор

ставится на автомобили ЗИС-21 и ГАЗ-42, причем на последнем он работает при 6 в. Характеристика вентилятора для такого напряжения дана на фиг. 5.

По мере сокращения расхода (за счет дросселирования) работа, сообщаемая воздуху, уменьшается и сопротивление вращению лопастей ослабевает, поэтому число оборотов  $n$  ротора увеличивается, а сила тока  $I$  уменьшается.

При дросселировании воздуха у входа в вентилятор разрежение  $\Delta p$ , замеряемое согласно фиг. 3, представляет собой сумму падения напоров, расходуемых на приобретение скорости (скоростной напор) и сопротивление дросселя. Таким образом, вся работа, совершаемая воздухом в единицу времени до входа в вентилятор, равна  $\Delta p V_v$  кгм/час. Общий к. п. д. электровентилятора равен отношению полезной работы, совершаемой воздухом до входа в вентилятор, к затраченной электрической энергии, т. е.

$$\eta = \frac{\Delta p V_v}{367 I \cdot V}, \quad (2)$$

где  $\Delta p$  — перепад давления в мм вод. ст. (или кг/м<sup>2</sup>);

$V_v$  — расход воздуха в м<sup>3</sup>/час;

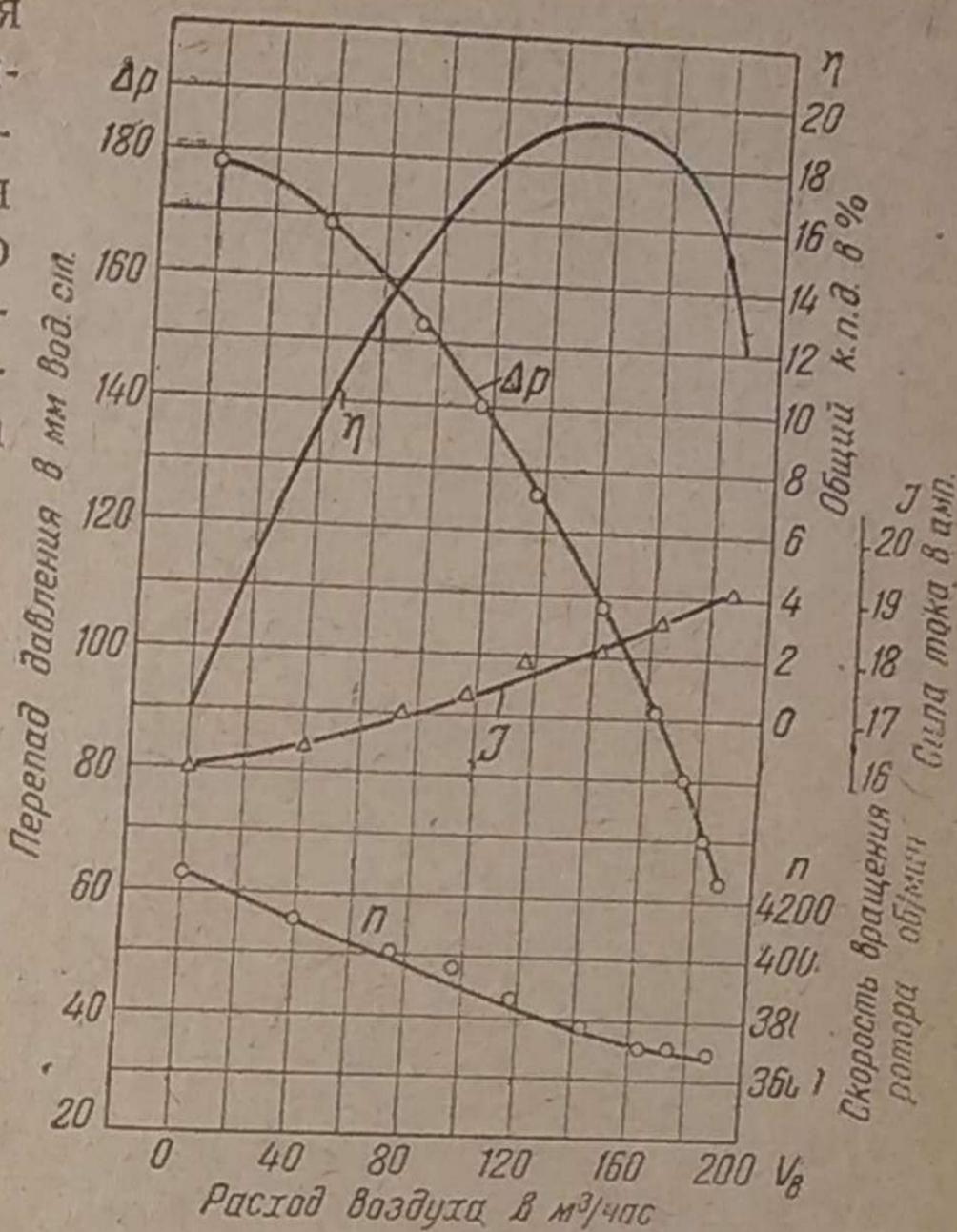
$I$  — сила тока в амперах;

$V$  — напряжение в вольтах;

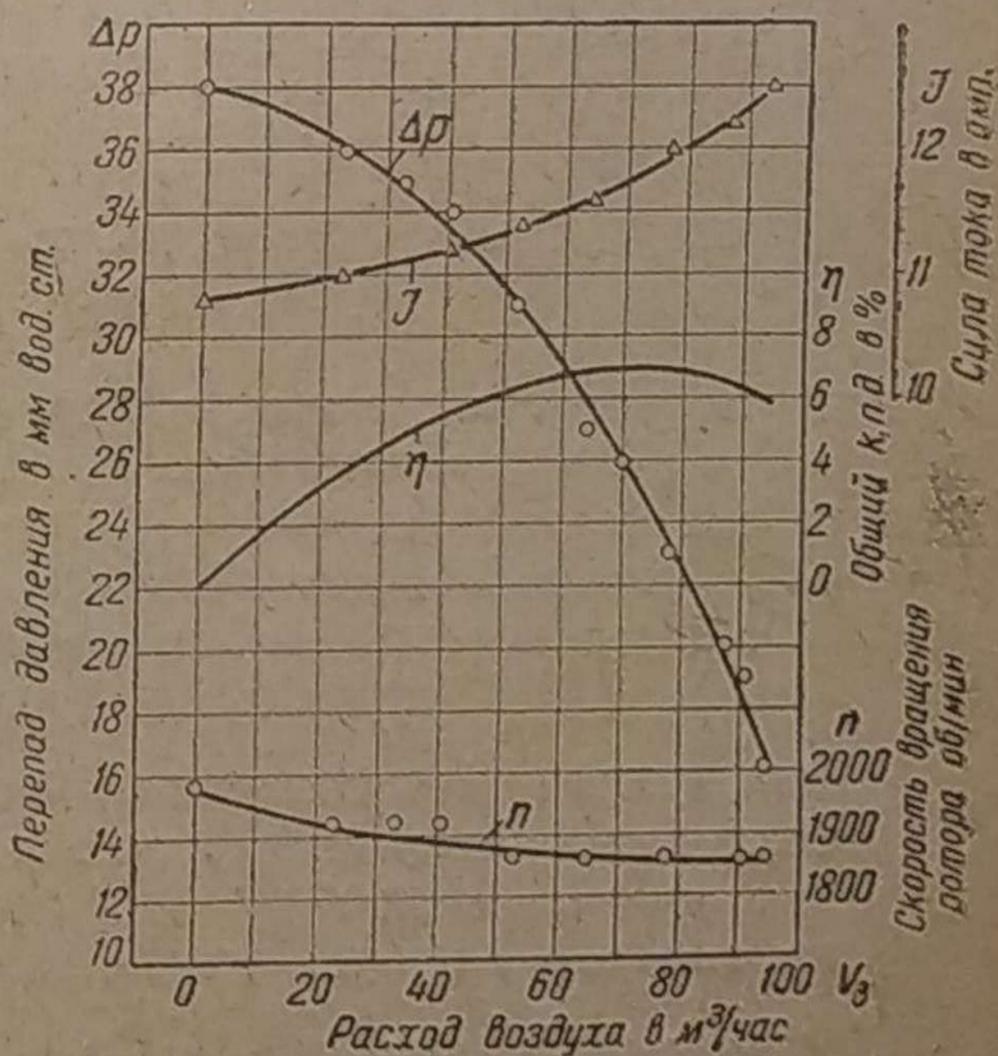
367 — переводной коэффициент ваттов в кгм/час.

Кривая к. п. д. также нанесена на диаграммы.

Сопротивление двух характеристик для 6 и 12 в одного и того же вентиля-



Фиг. 4. Характеристика вентилятора ВГ-197 при напряжении 12 вольт (автомобиль ЗИС-21).

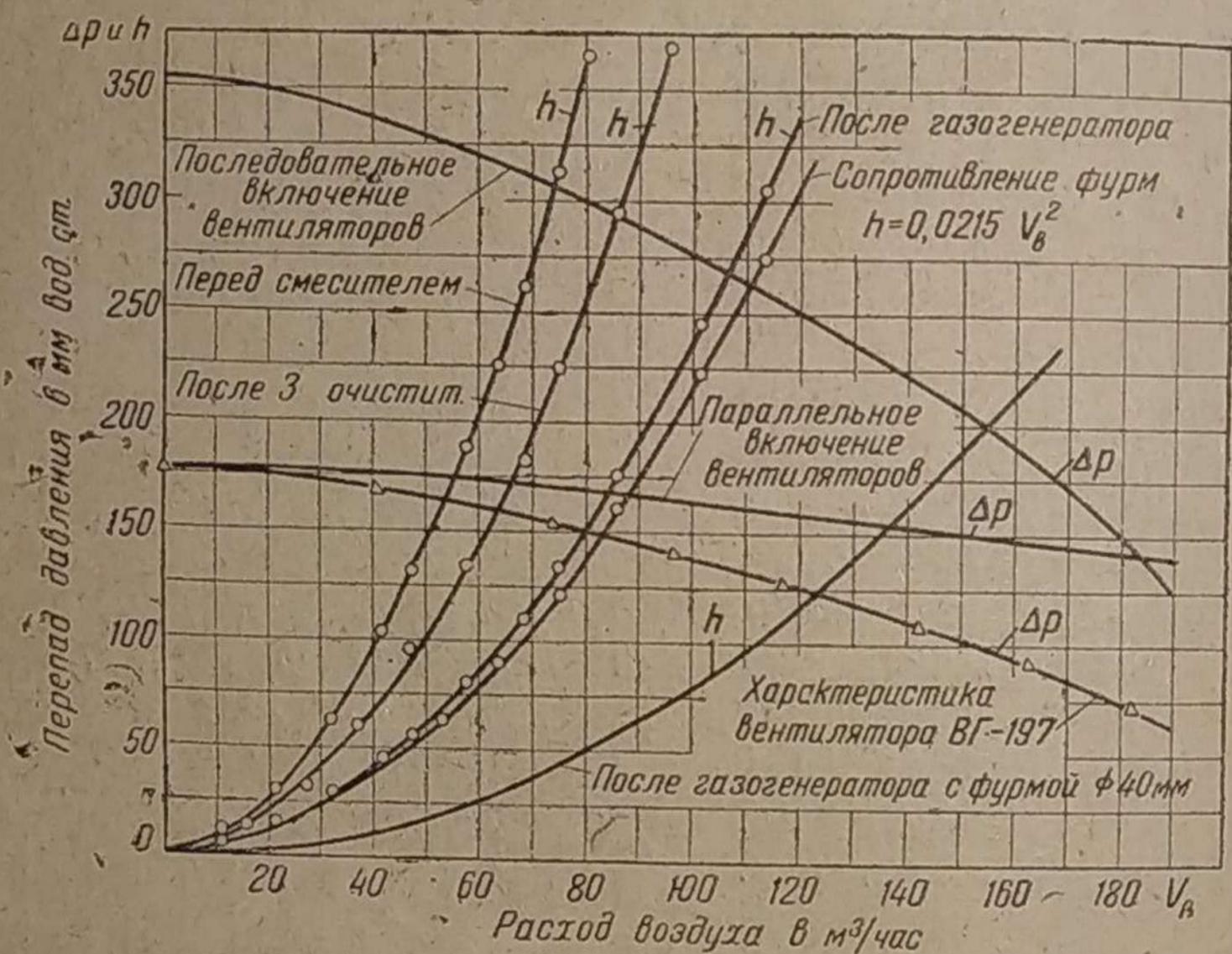


Фиг. 5. Характеристика вентилятора ВГ-197 при работе от аккумулятора напряжением 6 вольт (автомобиль ГАЗ-42).

тора с наглядной убедительностью иллюстрирует известную из практики плохую работу вентилятора на автомобиле ГАЗ-42. Если при 12 в  $\Delta p_{\max} = 178$  мм и  $\eta_{\max} \approx 19\%$ , то при 6 в  $\Delta p_{\max} = 38$  мм, а  $\eta_{\max} = 7\%$ .

Приведенные характеристики охватывают весь диапазон возможной работы вентилятора от  $V_v = 0$  до его максимального значения, соответствующего полностью открытому отверстию для входа воздуха.

Один и тот же вентилятор может отсасывать различное количество газа, судя по тому, в каком месте газогенераторной установки он смонтирован. В этом легко убедиться, обратившись к фиг. 6. Действительный расход воздуха определяется



Фиг. 6. Производительность вентилятора, включенного в газогенераторную установку ЗИС-21.

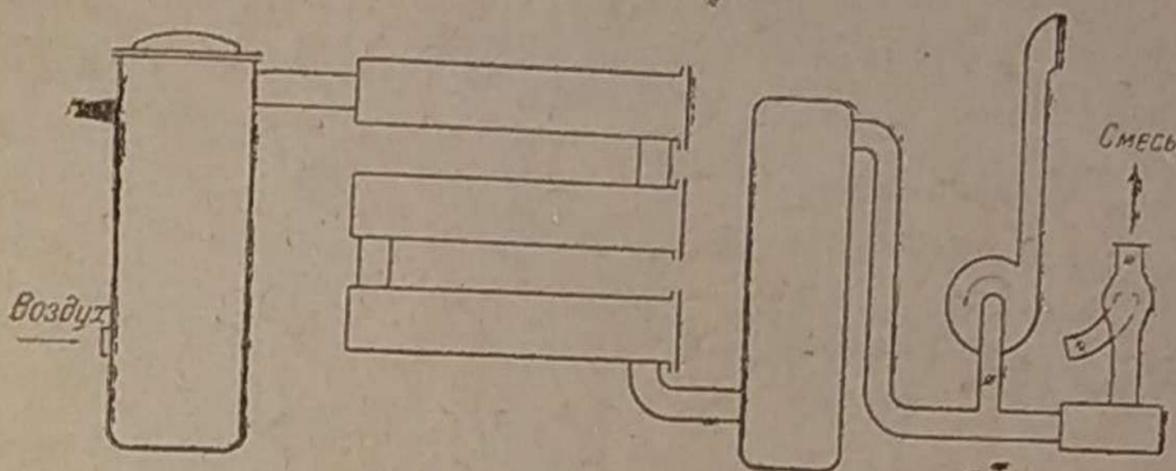
точкой пересечения характеристики вентилятора с кривыми разрежения  $h$  в различных местах газогенераторной установки. Чем ближе к газогенератору, тем выше протекает кривая  $h = f(V_v)$  и тем больше абсцисса  $V_v$  точки пересечения этой кривой с характеристикой вентилятора. Так, для газогенераторной установки ЗИС-21 фиг. 6 дает следующие расходы воздуха:

- если вентилятор включен перед смесителем  $V_v = 53$  м³/час,
- если вентилятор включен после трех грубых очистителей  $V_v = 63$  м³/час,
- вентилятор включен после газогенератора  $V_v = 80$  м³/час.

Поэтому практикуемое ныне расположение вентилятора в конце установки у входа газа в смеситель в отношении интенсивности розжига нельзя признать правильным. Такое расположение вентилятора (фиг. 7) можно оправдать лишь тем, что

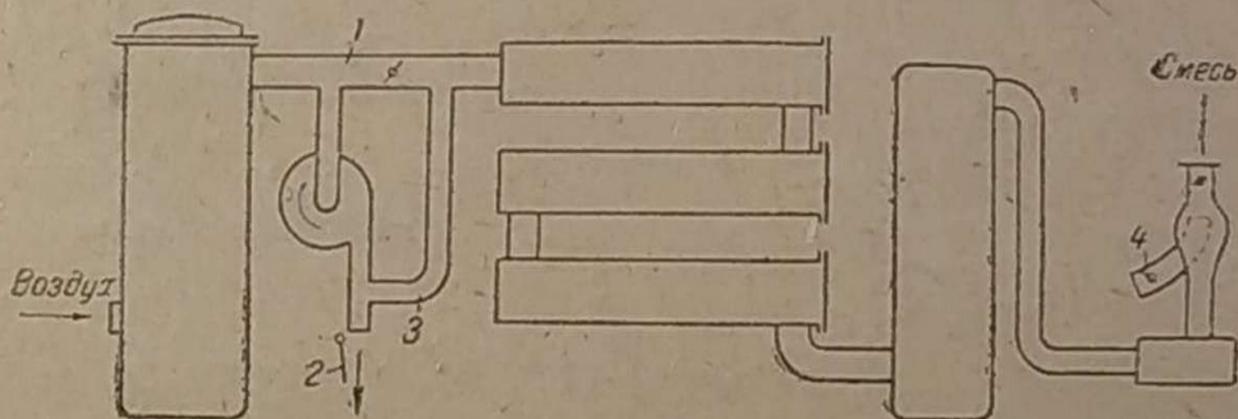
при нем заполнение газом всей системы до смесителя достигается без усложнения схемы.

Расположение вентилятора на выходе газа из газогенератора, при котором продолжительность розжига меньше, схематически показано на фиг. 8. Здесь при розжиге дроссель 1 закрыт,



Фиг. 7. Схема газогенераторной установки ЗИС-21 с вентилятором, включенным перед смесителем.

а клапан 2 открыт. Когда газ становится удовлетворительного качества, клапан 2 закрывают и газ через обводную трубу 3 заполняет всю систему, выходя из смесителя через дроссель 4. При пуске двигателя дроссель 1 полностью открывают. Такая схема была осуществлена на легковом автомобиле М-1 и оправдала себя.



Фиг. 8. Схема включения вентилятора после газогенератора.

Фиг. 6 показывает, что сопротивление газогенератора в основном определяется сопротивлением его фурм (10 фурм  $\varnothing 9,2$  мм), которое у газогенератора ЗИС-21 следует уравнению

$$h = 0,0215 V_s^2$$

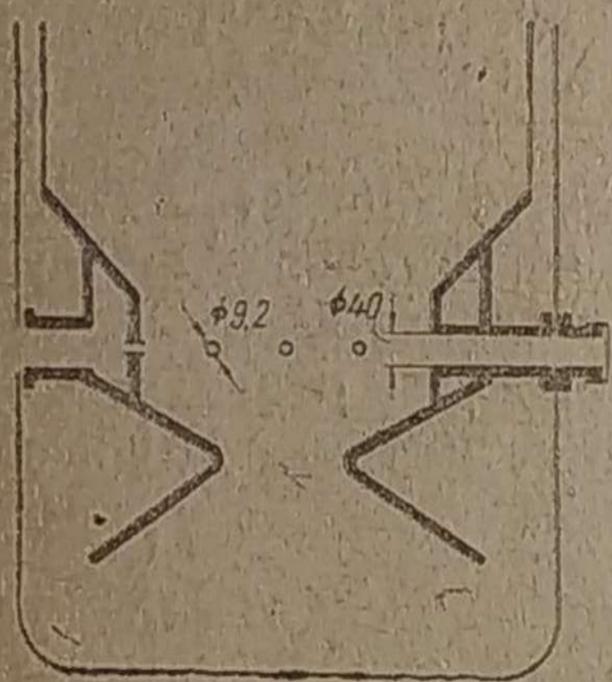
Если розжиг этого газогенератора производить через одну специально устроенную фурму большого диаметра, например 40 мм (фиг. 9), то скорость воздуха уменьшится обратно пропорционально увеличению площади отверстия фурмы, а сопротивление фурмы — пропорционально квадрату скорости и будет равно

$$h = \left[ \frac{10 \cdot 9,2^2}{40^2} \right]^2 \cdot 0,0215 V_s^2 = 0,006 V_s^2$$

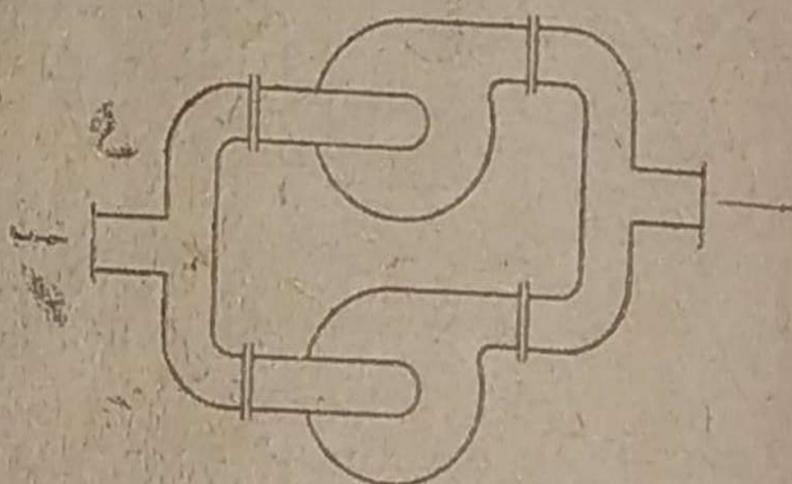
Кривая сопротивления газогенератора с такой фурмой дает на фиг. 6 расход воздуха  $V_s = 123$  м<sup>3</sup>/час, т. е. увеличение против обычного в 2,3 раза  $\left( \frac{123}{53} \right)$ . Следует учесть, что при-

менение при розжиге фурмы увеличенного диаметра должно значительно сократить продолжительность розжига, так как последняя обратно пропорциональна диаметру фурмы.

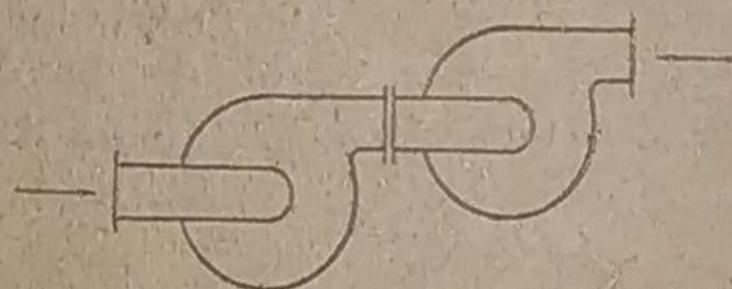
Повышения расхода отсасываемого газа можно достигнуть еще иным путем, если применить два вентилятора, которые включаются в схему параллельно или последовательно (фиг. 10). В первом случае складываются расходы  $V_v$ , а во втором перепады давлений  $\Delta p$ . На фиг. 6 нанесены суммарные характеристики двух вентиляторов при обоих способах включения.



Фиг. 9. Камера с фурмой увеличенного диаметра для розжига.



Параллельное включение



Последовательное включение

Фиг. 10. Взаимное соединение двух вентиляторов.

Точки пересечения этих характеристик с кривыми разрежения газогенераторной установки ЗИС-21 показывают, что последовательное соединение в смысле увеличения расхода  $V_v$  выгоднее параллельного. Применение двух вентиляторов, хотя и увеличивает расход отсасываемого газа, но при этом расходуется вдвое больше электроэнергии, что существенно уменьшает этот способ, когда мотор вентилятора работает от аккумуляторной батареи.

### Розжиг газогенератора при помощи двигателя

Способ розжига газогенератора двигателем известен, как паллиативная мера, вызванная отсутствием электровентилятора или истощением аккумуляторной батареи<sup>1</sup>. Сущность его заключается в следующем.

Двигатель заводят на бензине с отключенным смесителем и после некоторого прогрева дают валу разгон до высоких обо-

<sup>1</sup> Вентиляторы с ручным приводом не получили широкого распространения, так как газ удовлетворительного качества удается получить только при непрерывном вращении рукоятки, что крайне утомительно для обслуживающего персонала.

ротов—порядка 1500—1800 об/мин, после чего быстро закрывают дроссель карбюратора и открывают дроссель смесителя при его закрытой воздушной заслонке. Продолжающееся по инерции вращение используется для отсоса газа до тех пор, пока обороты вала не снизятся. Далее, путем обратного переключения заслонок двигатель переводят на бензин и повторяют разгон с переходом на газ. Эти чередующиеся друг за другом переходы продолжаются от 5 до 10 мин., после чего газ приобретает способность гореть в смеси с воздухом, который впускают через воздушную заслонку смесителя.

Описанный способ имеет следующие недостатки.

1) высокие обороты вала двигателя, который часто в эксплуатации недостаточно прогревают;

2) детонация двигателя, имеющая место при резком переходе на бензин;

3) пережог бензина, вызванный непостоянством коэффициента избытка воздуха и нарушением карбюрации из-за частых отключений, разгонов и смещения с газозвушной смесью;

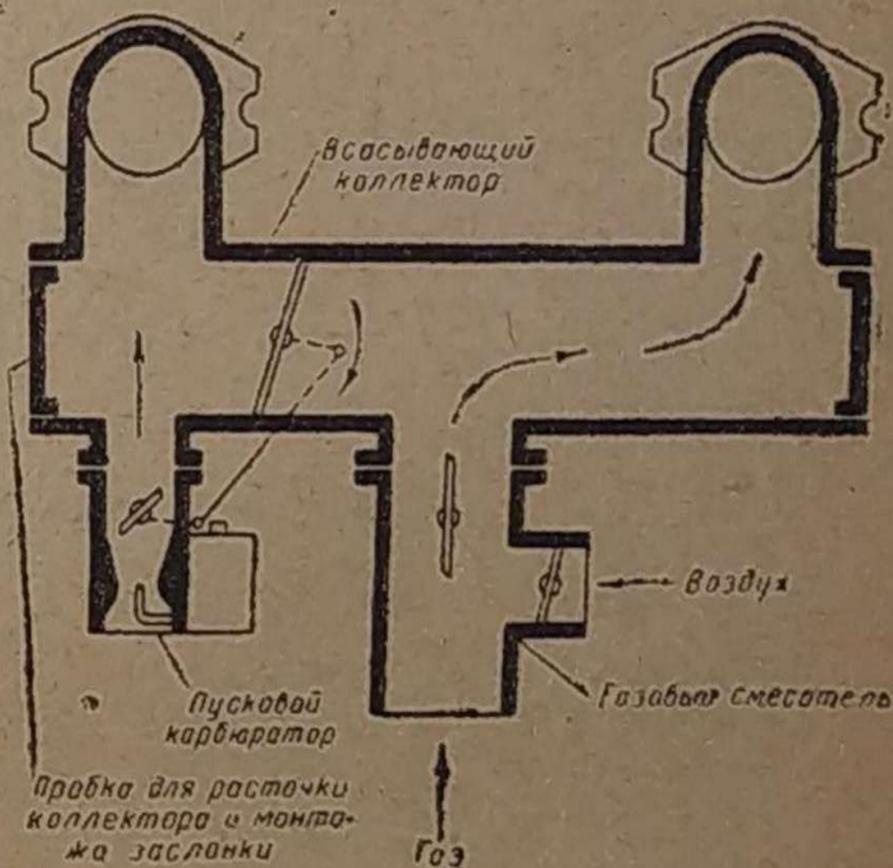
4) прерывистый отсос газа из генератора и, следовательно, периодическое остывание реакционного слоя топлива перед фурмами.

Преимущество этого способа заключается в относительно быстром розжиге по сравнению с электровентилятором. Опасение засмолить двигатель не имеет серьезных оснований, так как смола образуется в бункере газогенератора, для чего необходим значительный прогрев топлива, находящегося там. Этот прогрев наступает много позже перехода двигателя на газ. Нам не известны случаи засмаливания двигателя при этом способе розжига.

В настоящее время в НАТИ осуществляется следующее устройство по предложению автора.

Специально изготовленный всасывающий коллектор имеет дроссельную заслонку, отделяющую правую часть коллектора от левой (фиг. 11). Карбюратор присоединен к левой части, смеситель— в центральной.

После пуска двигателя на бензине заслонка коллектора плотно закрывается, и работа продолжается при малых оборотах на двух левых цилиндрах (в случае четырехцилиндрового двигателя). Два других цилиндра работают как насос. Отбор газа соответствует расходу при нормальной работе на четырех цилиндрах, так как



Фиг. 11. Схема раздельного питания двигателя.

воздушная заслонка при этом закрыта, а дроссель смеси открыт полностью.

Пригодность газа устанавливается постепенным открытием воздушной заслонки и началом работы на газе двух других цилиндров. Полный переход на газ будет после открытия заслонки всасывающего коллектора с одновременным отключением карбюратора.

Этот способ розжига имеет следующие преимущества:

- 1) низкие обороты вала двигателя при розжиге газогенератора;
- 2) полное отсутствие детонации;
- 3) непрерывный отсос газа;
- 4) пониженный расход бензина из-за устойчивой работы карбюратора и малых оборотов вала двигателя.

Недостатком будет усложнение конструкции всасывающего коллектора.

---

Инж. ПРОКОФЬЕВА И. И.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА КАМЕРЫ ГОРЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА Г-14

В настоящей статье приводится описание опытов, на основании которых установлено, что в наиболее напряженной части камеры горения развивается при нормальной работе генератора температура порядка  $1000^{\circ}$  и что перепад температур по высоте камеры должен вызывать появление значительных термических напряжений в материале камеры. Кроме того, установлено, что увеличение количества отбора газа от генератора вызывает повышение температуры стенок камеры горения.

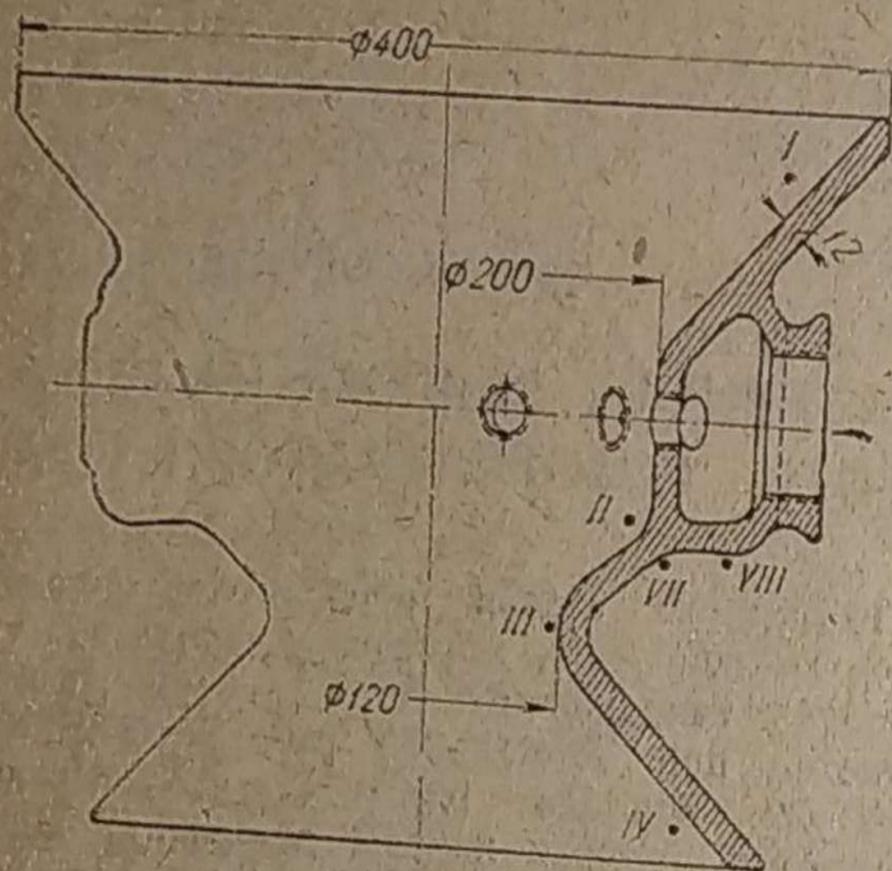
Объектом исследования служила камера горения генератора автомобиля ГАЗ-АА и Г-14, работающего на дровах, конструкции, принятой к серийному выпуску в 1937 г. Горьковским автомобильным заводом. Принципиальная схема камеры горения дана на фиг. 1. Необходимо отметить, что у выбранной модели камеры можно ожидать наиболее напряженного температурного режима вследствие ее относительно меньших геометрических размеров по сравнению с другими отечественными камерами аналогичной конструкции и большей напряженности горения.

Температура поверхности стенок камеры горения замерялась на генераторе, смонтированном на стенде, так как тряска во время движения автомобиля не позволяла применить для регистрации температур чувствительные приборы. Газ от генератора отбирался насосом соответственной мощности.

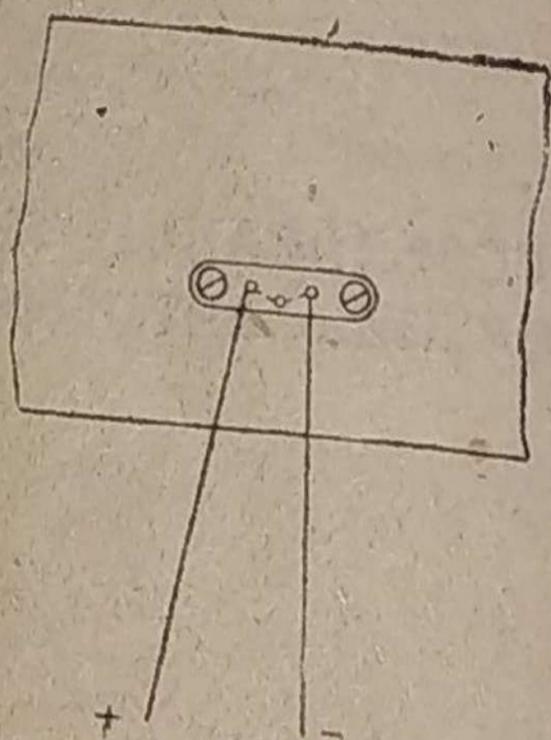
Режимы работы, имитирующие рабочий процесс генератора, варьировались изменением отбора количества газа. За 100% отбора было принято количество газа, потребляемое двигателем М-1 от генератора Г-14 при 2200 об/мин при полном открытии дросселя и равное  $65 \text{ м}^3/\text{час}$  (нормальный сухой газ). Расход газа в таблице и на фиг. 3—8 выражается в процентах к указанному выше расходу. Температура фиксировалась при малом, среднем и максимальном режимах (работы) генератора. Кроме того, температура стенок камеры горения определялась при постоянном отборе газа от момента розжига до полного выжига дров. Изменение уровня дров в бункере определялось при открытой крышке бункера специальной металлической штангой.

Дрова применялись однородные — березовые чурки одинаковых размеров, химического состава и влажности. Во избежание зависания дров производилась систематическая шуровка.

Температура стенок камеры горения с внутренней стороны определялась платино-платино-родиевыми термопарами и соответ-



Фиг. 1.



Фиг. 2.

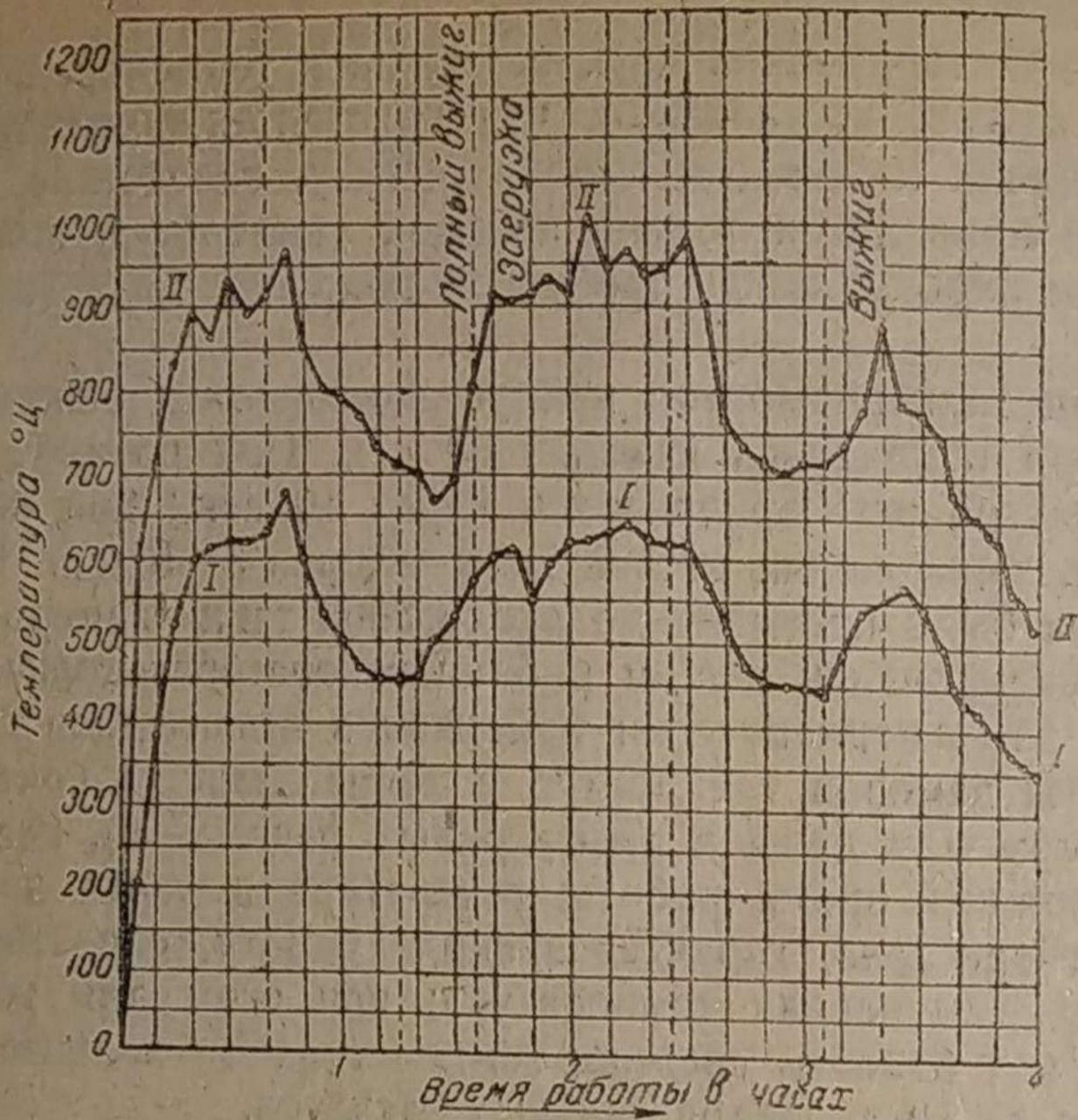
ствующими гальванометрами. Тип горячего спая термопар был выбран плоским (пяточковый).

Горячий спай термопары крепился к поверхности стенки при помощи тонкой никелевой пластинки на шурупах; назначение последней — предохранение горячего спая термопары от непосредственных ударов топлива и омывания его горячими газами (фиг. 2). Проволоки термопары защищались фарфоровыми бусами и крепились к стенкам камеры горения металлическими дужками. Концы термопары выводились по нижнему конусу камеры и специальной трубке, вваренной на уровне нижней кромки нижнего конуса, через кожух бункера наружу. Холодный спай был удален от зоны высоких температур. Тарировка каждой термопары производилась при  $20^\circ$  дважды — до начала эксперимента и после его окончания. Во время работы холодный спай термопар погружался в сосуд с водой, температура которого поддерживалась также на уровне  $20^\circ$ . Вследствие ограниченного количества платино-платино-родиевых термопар температура измерялась на внутренней поверхности камеры только в четырех точках<sup>1</sup> I, II, III и IV, расположенных на различной высоте по вертикали (фиг. 1).

На внешней поверхности камеры горения были размещены четыре константан-нихромовые термопары. Горячий спай одной из них находился против спая термопары II, другой — на стенке воздушного канала под футоркой. Две другие термопары были размещены таким образом, чтобы можно было проконтролировать перепад температур стенок около термопар III и IV, но это не

<sup>1</sup> Номера точек на схеме в дальнейшем будут соответствовать номерам термопар.



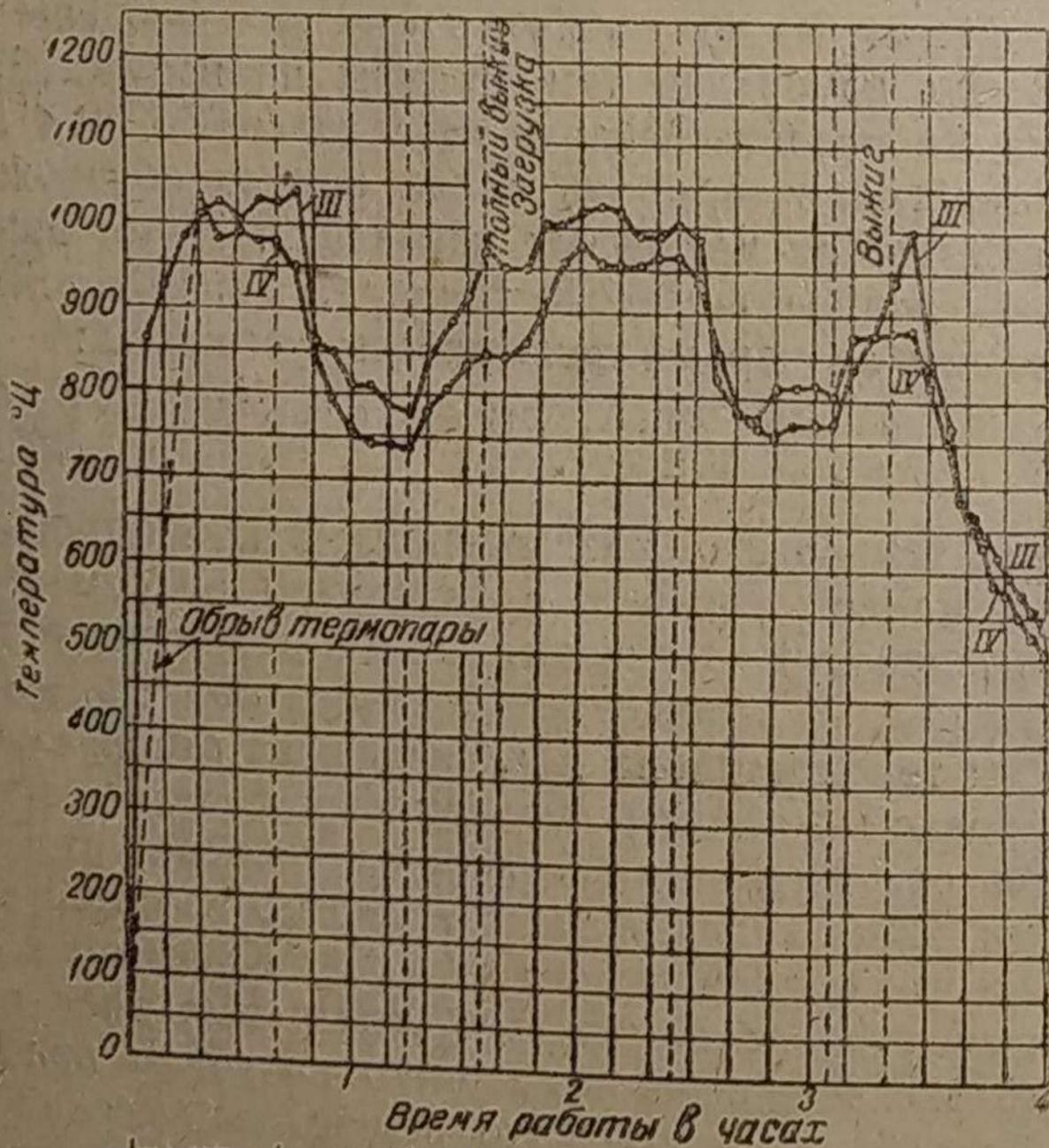


← 117 → ← 21,6 → ← 76,2 → ← 117 → ← 25 → ← 75,5 →

Отбор газа прекращен

→ % отбора газа

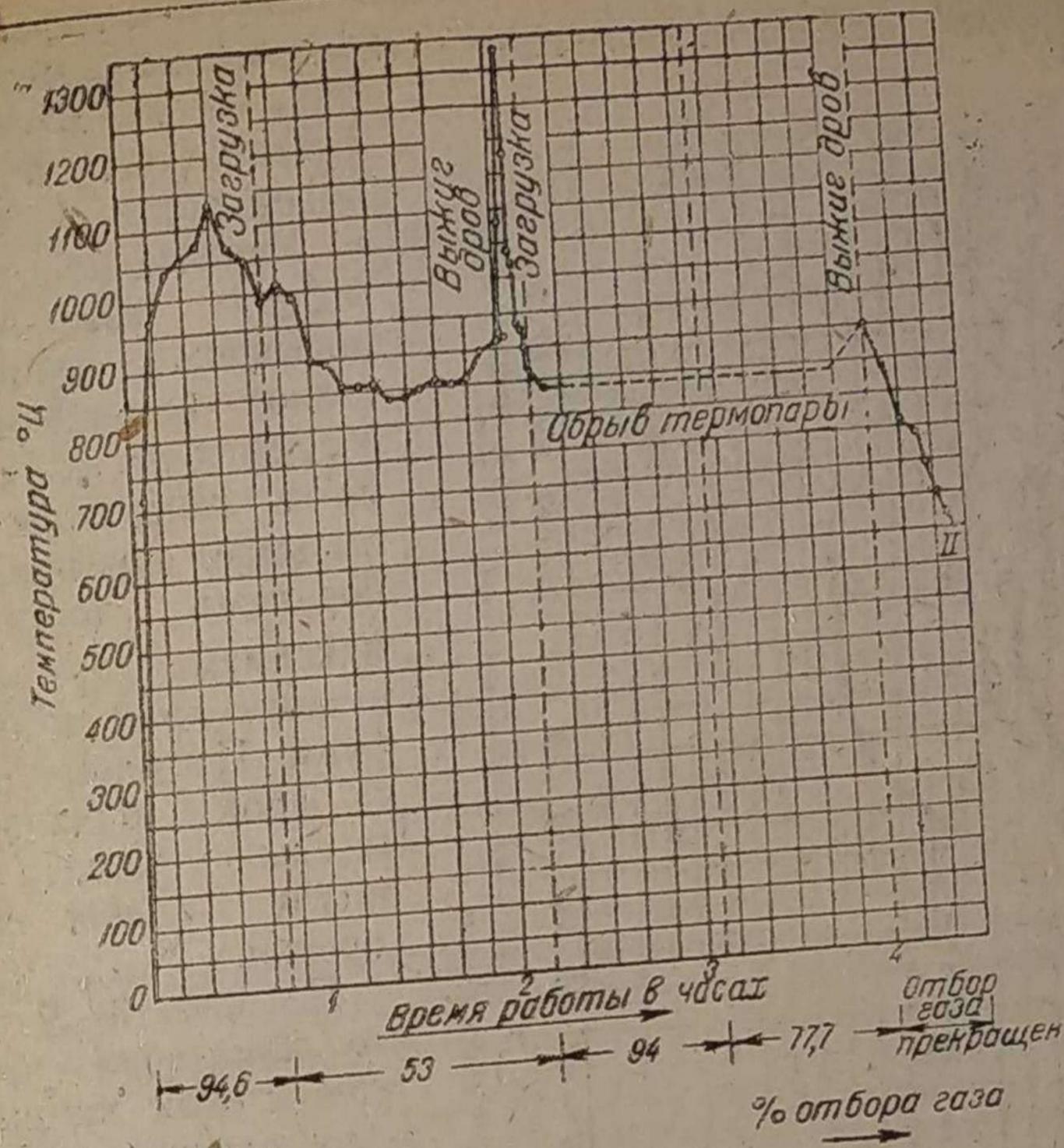
Фиг. 3



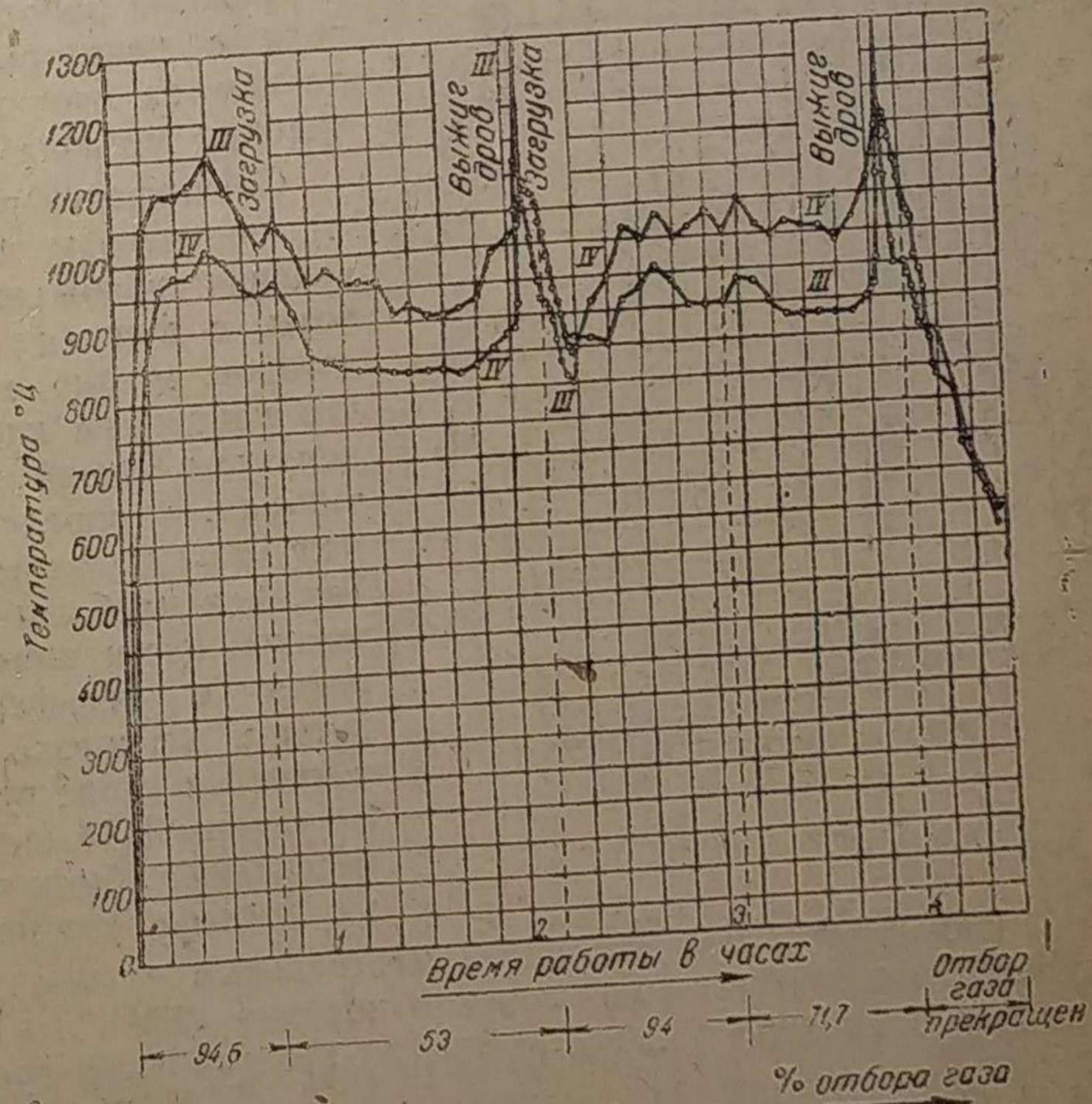
← 117 → ← 21,6 → ← 76,2 → ← 117 → ← 25 → ← 75,5 →

→ % отбора газа

Фиг. 4

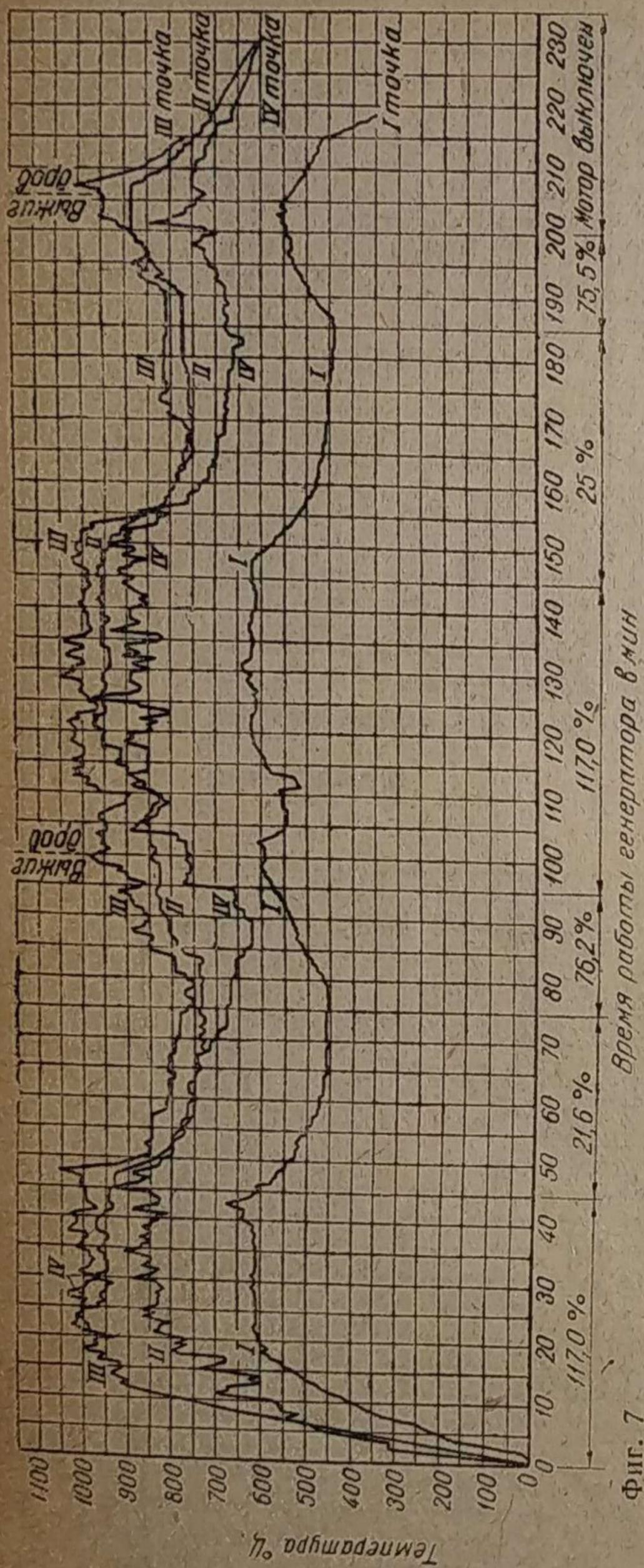


Фиг. 5



Фиг. 6

температуры отмечены в зоне верхнего конуса камеры горения (термопара I). Температура наружной поверхности камеры горения значительно ниже температуры внутренней поверхности.



Время работы генератора в мин

Фиг. 7

Увеличение процента отбора газа вызывает повышение температуры стенок камеры горения. Уменьшение слоя топлива в генераторе также вызывает повышение температуры, достигающей максимума при полном выжиге дров до уровня фурм. Повторная загрузка дров в бункере значительно снижает температуру стенок камеры горения.

Из фиг. 3—6 видно, что изменения температуры стенок камеры горения следуют изменениям режима работы двигателя с некоторым опозданием за счет тепловой инерции металла камеры.

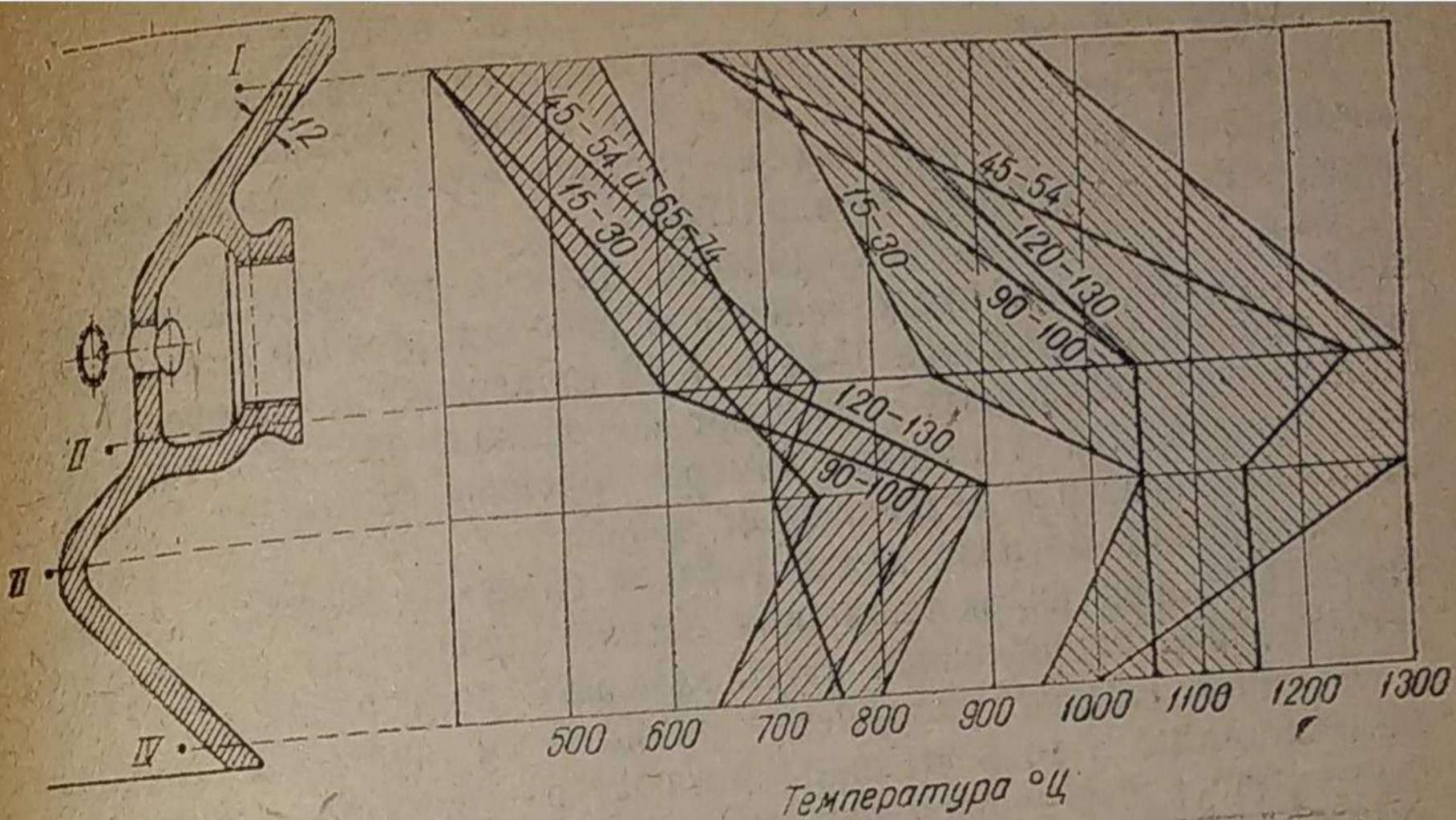
Сравнивая результаты, полученные при проведении изложенной работы, с данными других авторов, можно отметить, что найденные нами температуры близки к температурам, определенным при других испытаниях. Так, для наиболее напряженной части камеры горения с периферийным дутьем, несколько отличающейся конструктивно от камеры Г-14, инж. Вознесенским<sup>1</sup> были найдены рабочие температуры

порядка 980—1150°. Для камеры с центральным дутьем им же определены температуры зоны горения порядка 1220°.

Шлепфер и Тоблер<sup>2</sup> в своей работе по исследованию процесса

<sup>1</sup> Н. П. Вознесенский, Легкие газогенераторы.

<sup>2</sup> Шлепфер и Тоблер, Motorlastwagen, 1937.



Фиг. 8

Температура, определенная на поверхности камеры горения при различном проценте отбора газа за 5 дней испытаний

Место крепления горячего спая	№ термопары	Процент отбора газа	Наибольшая измеренная температура в °C	Наиболее часто повторяющаяся температура в °C	Отмеченный диапазон температур в °C
Верхний конус	I	15-30	700	400-550	400-700
		45-54	650	450-550	450-650
		65-74 <sup>2</sup>	950	450-550	450-950
		90-100	650	450-550	400-650
		120-130	750	550-650	500-750
Под фурмами очага горения	II	15-30	850	650-750	400-850
		45-54	1250	750-850	750-1250
		65-74 <sup>2</sup>	1300	750-850	750-1300
		90-100	1050	750-850	600-1050
		120-130	1050	850-950	700-1050
Горловина	III	15-30	1050	750-850	750-1050
		45-54	1150	750-850	700-1150
		65-74 <sup>2</sup>	1300	750-850	700-1300
		90-100	1050	750-1050	850-1050
		120-130	1050	950-1050	900-1050
Нижний конус	IV	15-30	950	650-750	720-950
		45-54	1150	750-850	780-1150
		65-74 <sup>2</sup>	1300	750-950	780-1000
		90-100	1050	750-950	750-1050
		120-130	1050	850-950	800-1050

<sup>1</sup> В среднем каждой термопарой произведено около 1700 измерений.  
<sup>2</sup> Несколько повышенные температуры при 65-74% отбора газа объясняются полными выжигами дров, приведенными при этом режиме.

газификации дровяного топлива указывают на наличие в зоне горения камер с периферийным дутьем температур порядка 1000—1100°.

Инж. Высоцкий (НАТИ) произвел замер температуры самой узкой части упрощенной камеры горения его же конструкции и определил температуру порядка 900°.

Выполненное нами исследование, отнюдь не являющееся исчерпывающим, дает представление о рабочем режиме стенок камер горения генераторов Г-14 и Г-42 (аналогичной камере Г-14). Полученные результаты указывают на наличие высоких термических напряжений в стенках камеры горения, вызываемых перепадом температур в различных ее зонах.

Разрушение металла камер горения газогенераторных автомобилей ГАЗ при их эксплуатации обычно происходит в наиболее температурно напряженной части камеры — по горловине.

В одних случаях разрушение вызывается прогаром (окислением металла) в зоне высоких температур — горловине и нижнем конусе, в других — растрескиванием стенок в горловине, стыке стенок воздушного канала и очага горения, в стенках очага горения между фурмами, а также в местах слабины отливки (по литейным порокам металла). Особенно губительно влияют на долговечность работы камеры трещины, заливывы, рыхлоты, раскрывающиеся при переменном температурном режиме работы генератора и способствующие образованию трещин.

Результаты исследования позволяют судить о порядке температур, развивающихся на поверхности камеры, и, таким образом, дают представление о возникающих термических напряжениях в стенках, что должно несколько облегчить дальнейшую работу технологов и конструкторов по усовершенствованию камер горения газогенераторов данного типа.

### Выводы

1. Определены температуры стенок камеры горения автомобильного газогенератора Г-14 в различных зонах по высоте, при разных условиях и напряженности работы (испытания на стенде).
2. Наиболее напряженной частью камеры горения в отношении развивающихся температур является самая узкая ее часть — горловина, температура поверхности которой при установившемся нормальном режиме работы достигает 1000—1050°.
3. Определен значительный перепад температур в стенках камеры горения по ее высоте, что обуславливает возникновение больших внутренних напряжений при установившемся режиме и в момент розжига генератора, когда разница температур по зонам особенно велика.
4. Максимальные температуры, достигающие 1200—1250° и выше, развиваются на внутренней поверхности камеры горения в момент полного выжигания дров. Эти температуры являются губительными для материала камеры; необходимы соответствующие указания в инструкциях по уходу за газогенераторами о недопустимости полного выжигания дров в бункере.

СПИСОК  
ПЕЧАТНЫХ БЮЛЛЕТЕНЕЙ И СБОРНИКОВ НАТИ

Бюллетень НАМИ

Вып. 1 1923 г.

- ✓ Е. К. Мазинг, О пневматической передаче энергии в тепловозах.
- ✓ Е. А. Чудаков, Скорость горения рабочей смеси в двигателях внутреннего сгорания.
- ✓ В. Я. Климов, Подбор величин для общей оценки конструкций авиационных моторов.
- ✓ Д. К. Карельских, Фильтрование воздуха для двигателей тракторов и автопугов.
- ✓ И. А. Успенский, Развитие мотоциклов легкого типа.

Вып. 2—3 1923 г.

- ✓ Е. А. Чудаков, К динамическому исследованию автомобиля Р-Б; С-24-40.
- ✓ В. Я. Климов, Подбор величин для общей оценки конструкций авиационных моторов. (Окончание.)
- ✓ Н. Р. Брилинг, Исследование заданий и результатов французского автомобильного пробега на экономичность.
- ✓ И. А. Успенский, Прибор для точного определения времени пробега мотоциклов по Бруклендскому треку.
- ✓ Е. А. Мазинг, Применение анализа отработанных газов к исследованию двигателей жидкого топлива с определением неполноты сгорания на саже.
- ✓ Д. К. Карельских, Выбор типа с.-х. трактора для России.

Вып. 4 1923 г.

- ✓ Д. К. Карельских, Тип трактора для России.
- ✓ Е. А. Чудаков, Определение коэффициента избытка воздуха помощью объемного анализа отходящих газов.
- ✓ И. А. Лавров, Влияние передаточного числа дифференциала на время разгона автомобиля.
- ✓ И. Ш. Нейман, Политропический процесс с газами при переменной теплоемкости.
- ✓ Е. А. Чудаков, Испытание автомобилей на тормозном станке.
- ✓ М. К. Кристи, Испытание трактора Клетрак.
- ✓ И. А. Успенский, Переконструирование для плохих дорог передней мотоциклетной вилки системы «Бромптон».

Труды НАМИ

Вып. 5 1924 г.

- ✓ Е. А. Чудаков, Влияние фаз распределения на работу автомобильного двигателя. Испытание двигателя Р-Б; С-24-40.
- ✓ С. Н. Алексеев, Термическое использование нефтяных двигателей при переменных теплоемкостях.

Вып. 6 1927 г.

Н. Р. Брилинг, С. И. Алексеев, Петров, Тепловой расчет авиационных двигателей. 1. Тепловой расчет теоретического цикла.

Вып. 7 1928 г.

Е. А. Чудаков, Динамическое и экономическое исследование автомобиля.

Вып. 8 1928 г.

В. И. Кирсанов, Карбюрация в легких двигателях. Исследование работы карбюратора Клодель.

Вып. 9 1929 г.

М. М. Хрущов и М. Шаров, Сравнительные испытания припоев для алюминия.

Вып. 10 1930 г.

П. С. Панютин и А. С. Ирисов, Физико-химические свойства бензинобензоловых топлив.

Н. А. Лавров, Испытание бензольных топлив на автомобильных двигателях.

Вып. 11 1931 г.

В. А. Петров и В. А. Колосов, Тепловой расчет автомобильного двигателя АМО.

### Труды НАТИ

Вып. 12 1931 г.

Применение спирта в качестве моторного топлива.

Вып. 13 1931 г.

Е. А. Чудаков, Испытание автомобиля и его механизмов.

Вып. 14 1931 г.

Сборник исследовательских работ Технологического отдела.

М. В. Шаров, Исследование методов облуживания бронзы под заливку баббитом.

В. И. Прядилов и А. В. Бобылев, Исследование методов облуживания стали под заливку баббитом.

М. В. Шаров и Н. Е. Меркурьев, Тепловая обработка сплава алюминия с 12% меди.

М. М. Хрущов и И. А. Элкин, Сравнительные испытания материалов для направляющих втулок клапанов.

М. В. Шаров и А. А. Маурах, Магниево-алюминиевые сплавы типа «электрон», методы их приготовления и отливки, исследование их механических и литейных свойств.

Вып. 15 1931 г.

В. Н. Фомин и И. А. Кокорев, Исследование трения легкого двигателя.

Вып. 16 1931 г.

Б. В. Гольд, Шестиколесные автомобили.

Вып. 17 1931 г.

Е. А. Чудаков, Испытание автомобильных топлив и масел.

Вып. 18 1931 г.

В. И. Ланин, Испытание мотоцикла «БСА» и его двигателя.

Вып. 19 1931 г.

Сборник работ Физико-химического отдела по моторным топливам.

К. А. Стариков и А. Н. Добротворский, Скорость испарения основных компонентов жидких топлив.

А. С. Ирисов и Н. Ф. Дергачев, Поверхностное натяжение азеотропных смесей.

Д. И. Журавлев, Упругость насыщенных паров жидких топлив.

В. А. Петров и В. А. Колосов, Теплоемкости продуктов сгорания моторных топлив.

Д. И. Журавлев, О взаимной растворимости химически-неоднородных жидкостей.

М. М. Минин, Смеси абсолютного спирта с бензинами и их расслоимость.

Вып. 20 1931 г.

В. А. Петров, Опережение зажигания и работа автомобильного двигателя.

Вып. 21 1931 г.

Сборники исследовательских работ по моторным топливам.

1. Крекинг-бензины. 2. Гигроскопичность спирта. 3. Определение серы.

Вып. 22 1933 г.

Второй сборник исследовательских работ Технологического отдела.

1. Тепловая обработка стали и чугуна. 2. Антифрикционные материалы. 3. Легкие сплавы. 4. Тормозные обшивки. 5. Шарико- и роликоподшипники.

Вып. 23 1933 г.

П. С. Панютин и М. С. Раппопорт, К вопросу о применении касторового масла для двигателей внутреннего сгорания.

Вып. 24 1933 г.

Б. В. Гольд, НАТИ в борьбе за шестиколесный автомобиль. Описание конструкции.

Вып. 25 1933 г.

Г. Г. Калиш и В. А. Колосов, Быстроходные дизельмоторы автотракторного типа.

Вып. 26 1933 г.

Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля. Ч. I. Силовая передача. (С альбомом.)

Вып. 27 1933 г.

Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля. Ч. II. Механизмы управления.

Вып. 28 1933 г.

П. С. Панютин, Топливо и смазочные материалы для двигателей внутреннего сгорания.

Вып. 29 1934 г.

В. Н. Трейер, Теория и расчет подшипников качения.

Вып. 30 1934 г.

В. И. Карсанов, Методы испытания автотракторных карбюраторов и условия работы их на двигателе.

Вып. 31 1934 г.

М. М. Вихерт и Н. Н. Брызгов, Исследование топливных насосов автотракторных дизельмоторов.

Вып. 32 1935 г.

С. А. Лебедев и А. А. Сеславин, Атлас чертежей тракторов СТЗ и ХТЗ.

Вып. 35 1935 г.

А. С. Ирисов и П. С. Панютин, Таблицы физико-химических констант моторных топлив.

Вып. 36 1935 г.

М. М. Хрущов, Поршневые кольца.

Вып. 37 1935 г.

А. А. Маурах, Цианирование сталей в ваннах, содержащих цианид кальция (черный цианид).

Вып. 38 1940 г.

А. В. Осипян, Расчет на прочность косозубых колес.

Д. А. Чудаков, Теория подбора передач для с.-х. тракторов.

Н. Ф. Вержбицкий, Периодическая неравномерность движения гусеничных машин.

А. А. Крейслер, Свободные колебания корпуса трактора, имеющего произвольное число и расположение упругих опор.

Б. А. Глух, Лабораторные испытания подвески с помощью вибрографа.

Я. М. Певзнер, Испытания стабилизации автомобиля при помощи записывающих приборов.

Б. А. Глух и М. И. Брискин, Акселерограф и комфортаметр НАТИ.

Б. Я. Гинцбург, Теория биметаллического термостата.

Н. Н. Настенко, Степень неравномерности центробежных регуляторов при работе на переменном скоростном режиме.

И. С. Мезин, Приготовление газовой смеси и ее влияние на работу двигателя.

К. И. Генкин, Газовые смесители.

С. Г. Коссов, Влияние присадки воды в антрацитовый газогенератор на теплотворную способность рабочей смеси и мощность двигателя.

М. А. Айзерман, Динамика автоматического многоступенчатого регулирования давления.

Вып. 39 1941 г.

Б. Г. Либрович, Параметры вихревой камеры типа Рикардо.

Б. Я. Гинцбург, К вопросу о расчете и изготовлении поршневых колец с неравномерным давлением на стенку.

А. С. Лозарь, Конструкции и особенности водяных помп автотракторных двигателей.

Б. А. Глух, Влияние способа установки поперечной рессоры на упругую характеристику подвески.

И. И. Трешененков, Торсионное поддресоривание автомобиля.

Д. А. Чудаков, Расчет муфт сцепления с рычажным механизмом нажима.

Н. Ф. Вержбицкий, Гусеницы современных тракторов.

Д. А. Чудаков, Применение в тракторных коробках передач сдвоенного зацепления.

И. С. Мезин, Расчет смесителя автотракторного типа.

К. И. Генкин, II часть. Газовые смесители.

Н. В. Грум-Гржимайло, Хромокремнеалюминиевые стали для жароупорного литья.

Н. С. Зинович, Влияние режима центробежной заливки вкладышей баббитом БМН на ликвацию компонентов сплава.  
А. Д. Усанов, Ремонт запальных свечей и сердечников.

Вып. 40 1941 г.

Г. Г. Калиш, К вопросу об устойчивости режима работы форсунки.  
П. В. Нагаев и М. Л. Минкин, Экспериментальные работы по пуску дизельмотора М-17 ЧТЗ.  
М. А. Айзерман, Элементы теории автоматических прогрессивных трансмиссий непрерывного действия.  
Б. А. Глух, К расчету автомобильных рессор.  
М. И. Лысов, Новый метод испытаний рулевого механизма.  
Д. А. Чудаков, Номограммы для подбора подшипников качения, работающих при переменном режиме.  
И. С. Мезин, Влияние диаметра и высоты камеры газификации на химический состав газа.  
Е. М. Швецова, Улучшение работы биметаллических термостатов.

Без номера

Сборник научно-исследовательских работ по автотракторному делу. (К двадцатилетию ВЛКСМ, Коллектив научных работников НАТИ). Машгиз М.-Л. 1938, 240 стр. с иллюстр. и чертежами.

### Известия НАТИ

№ 1—2 1932 г.

Е. А. Чудаков, Расчет автомобиля как объект исследовательской работы.  
М. М. Хрущов, Исследование антифрикционных сплавов.  
И. Н. Ефремов, О применении нового метода закалки к кольцам шарикоролкоподшипников из хромоуглеродистой стали.  
В. Н. Трейер, Исследование монтажа конусных роликподшипников переднего колеса автомобиля (Форд АА).  
М. М. Лихачев и Галкин, Исследование работы стартеров «МАФ» и «МЛ» фирмы «Авто-Лайт» на двигателе «Геркулес» WXB 65 л. с.  
Г. Г. Калиш, Определение расчетных ускорений в распределительном клапанном механизме двигателя внутреннего сгорания.  
С. Г. Коссов, Двигатель Мерседес-Бенц, тип 5, 2-цил., 4-тактный дизельмотор 30 л. с.  
В. И. Ланин, Охлаждение и тепловое состояние двигателя «ИЛО».  
И. С. Мезин, Лабораторное испытание газогенератора «НАТИ-II».  
Хроника НАТИ, 1. Задачи Техпропа, 2. Бриз НАТИ.

№ 3—4 1932 г.

Г. Г. Калиш, Исследование форсунок бескомпрессорных дизельмоторов.  
Н. Ф. Вержбицкий, Кинематика гусеничной ленты.  
Е. А. Чудаков, Расчет автомобильного сцепления. (Окончание).  
С. Г. Коссов, Испытание двигателя Мерседес-Бенц, тип Z № 91037.  
М. М. Хрущов, Методы испытания поршневых колец на упругость.  
Н. Ф. Болховитинов, Материалы ответственных автотракторных деталей.  
Б. В. Конев, Альтернатор «Сцинтилла» А-35".

№ 5—6 1932 г.

М. А. Якоби и В. Н. Тюляев, Итоги первого года эксплуатации тракторов СТЗ и результаты лабораторных испытаний двигателей СТЗ и ХТЗ.  
Б. В. Гольд, Динамический расчет тягачей с гусеничным движителем.  
Г. Г. Калиш, Формулы для расчета на прочность цилиндров двигателей внутреннего сгорания.

Г. Г. Калиш и М. М. Сельцовская, Исследование процесса впрыска в быстроходных дизельмоторах с учетом сжимаемости жидкости.

Н. Ф. Болховитинов, Материалы для ответственных автотракторных деталей. (Окончание).

Б. Г. Либрович, Испытание автомобильного двигателя Юнкерс.

В. А. Колосов, Испытание тракторного дизельмотора двухтактного типа.

М. М. Лихачев, Испытание динамомашинны фирмы «Р. Бош», RIV 75/6 900/6850, применяющейся для освещения на тракторах «Катерпиллер» 60 л. с.

№ 7—8 1932 г.

Г. Г. Калиш и М. М. Сельцовская, Исследование процесса впрыска в быстроходных дизельмоторах с учетом сжимаемости жидкости при работе с закрытой форсункой.

М. М. Хрущов, Опыт сравнительной оценки долговечности шарикоподшипников разной конструкции путем расчета.

И. В. Мажаров, Мотоцикл «НАТИ» Б-375».

Г. В. Зимелев, Кручение тел некруглой формы.

М. М. Баранов и Н. Э. Фальк, Об использовании тормозной энергии испытательных станций автотракторных заводов.

№ 1 1933 г.

Г. Г. Калиш и М. М. Вихерт, Экспериментальное исследование форсунок.

М. М. Вихерт, Исследование кинематики и динамики топливных насосов.

В. Н. Масленников и А. А. Бобылев, Исследование методов заливки автотракторных подшипников кальциевым баббитом.

М. М. Хрущов, К вопросу о внутренних напряжениях во вкладыше, залитом баббитом.

Н. В. Болховитинов, Значение лабораторий в производстве Сталинградского тракторного и Горьковского автомобильного заводов.

№ 2 1933 г.

Б. В. Гольд, Тяжелые грузовики и автобусы НАТИ в борьбе с бездорожьем.

М. М. Вихерт, Исследование кинематики и динамики топливных насосов. (Окончание.)

С. Ф. Лебедев, Случай колебаний с двумя степенями свободы.

А. В. Осипян, Теоретические основы рационального конструирования коззубчатых колес.

В. Н. Трейер, Исследование соотношения между нагрузкой и долговечностью для упорных шарикоподшипников.

№ 2 1933 г.

А. С. Ирисов и К. В. Мешков, Тепловой баланс калориметра Юнкерса.

М. М. Минин, Стабилизация двойных спиртобензиновых смесей.

Г. Крейцер, Определение скорости распределения пламени в горючих смесях.

№ 3 1933 г.

Задачи 1933 г. и работа НАТИ.

Г. Г. Калиш и М. М. Сельцовская, Влияние упругости стенок на распространение упругих волн давлений и скоростей в нагнетательных трубопроводах топливоподающей системы бескомпрессорных дизельмоторов.

М. М. Вихерт, Определение коэффициента подачи топливного насоса фирмы РЕФ.

Н. Ф. Вержбицкий, О методике исследования гусениц тракторов.

Б. А. Глух, Расчет автомобильной типовой передачи.

М. М. Хрущов и Е. М. Швецова, Механические свойства тормозных

В. И. Прыдолов, Исследование материала упорных шарикоподшипников, прошедших испытание на долговечность.

Э. Г. Крейцер, Оценка антидетонационных свойств моторных топлив методом баллистического маятника.

№ 4 1933 г.

М. А. Якоби, Сроки службы некоторых деталей тракторов и оценка качества продукции СТЗ-ХТЗ.

Н. Дыбов, Испытание и конструктивное усовершенствование трехосных автомобилей Форд, модель 30 и 30 К.

А. А. Маурах, Цианирование в ваннах, содержащих сплав ГИПХ.

В. Н. Масленников, Графитированный малооловянистый баббит.

А. К. Дьячков, Легкие дизели серийного производства к началу 1933 г.

№ 5 1933 г.

Б. Г. Либрович, Тепловые и механические параметры тракторного дизельного двигателя Ганомат.

А. А. Тарутин, Расчет динамики шатуна.

Н. Ф. Болховитинов и А. Н. Оглоблин, Качество материала и поведение в работе тракторных деталей поршневой группы.

№ 6 1933 г.

В. Н. Трейер, Испытание отремонтированных шарикоподшипников.

М. А. Якоби и В. Я. Колтунов, Срок службы основных деталей тракторов СТЗ и ХТЗ.

Д. А. Чудаков, Пропашной трактор.

М. Вихерт, Испытание насоса Бош на износ.

М. М. Хрущов, Поршневые кольца тракторов.

№ 1 1934 г.

И. А. Жаботинский, Работы автомобильного отдела.

С. О. Бруман, Работы тракторного отдела.

С. О. Кацман, Работы технологического отдела.

С. А. Ажользин, Работы физико-химического отдела.

№ 2 1934 г.

Г. Г. Калиш, Отражение воли давления и скоростей от форсунок бескомпрессорных дизельных двигателей.

Б. Г. Либрович и Я. Г. Зильберберг, О предкамерном процессе.

Я. Г. Зильберберг, Тракторный дизель НАТИ-ХТЗ-М-10.

Б. А. Глух, Экспериментальное определение моментов инерции и центра тяжести автомобиля.

В. Н. Тюляев и С. А. Щуров, Методика и результаты испытания карбюраторов ЧТЗ.

№ 3 1934 г.

Ю. М. Литвин, Обзор конструкции, регулировка и стандартное испытание дизельного двигателя НАТИ-СТЗ-(М7).

Г. Г. Калиш и М. М. Сельцовская, Исследование процесса впрыска в бескомпрессорных дизельных двигателях с учетом упругих колебаний в трубопроводах.

Б. Н. Либрович и Я. Г. Зильберберг, О предкамерном процессе. (Продолжение.)

С. И. Лаптев, Испытание трехосных грузовиков Я-НАТИ-9Д.

№ 4 1934 г.

Д. А. Чудаков, О применении резиновых баллонов на тракторах ХТЗ.

Ю. М. Литвин, Дизельный двигатель НАТИ-СТЗ (М7) в длительной работе.

Д. Козлов, Испытание масляного регенератора системы Николаевского.

Я. Э. Певзнер, Стабилизация управляемых колес автомобиля.

№ 5 1934 г.

Н. Р. Брилинг и С. Г. Коосов, Дизельмотор М-10 для трактора ХТЗ.  
Т. Т. Семенов-Жуков, Газогенераторные работы в Институте.  
Б. В. Гольд, Многотоннажные автомобили.  
Г. А. Сонкин, Работы НАТИ по созданию автомобиля высокой проходимости.

В. Я. Слонимский, Трактор средней мощности.  
Д. А. Кувакин, Поверхностная закалка шеек коленчатых валов при помощи кислородно-ацетиленового пламени.

№ 6 1934 г.

А. В. Лебедев, Бескомпрессорный дизельмотор М-13 и его серийный вариант — дизельмотор ЧТЗ-НАТИ.

Б. В. Гольд, Тяговые свойства современных американских автомобилей высокой грузоподъемности.

А. А. Маурах, Применение для коленчатых валов трактора ХТЗ 15/30 утлеродистой стали взамен хромистой.

А. В. Юсипян, Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями.

№ 1 1935 г.

Г. Г. Калиш, А. С. Лозарь и И. С. Хвощев, Инерционные стартеры для быстроходных дизельмоторов.

А. К. Дьячков, К расчету шатунного подшипника.

Б. А. Глух, Теория шимми автомобиля.

А. Н. Островцов, Номограмма по определению тяговых свойств грузовиков, тягачей, машин повышенной проходимости.

И. С. Мезин, Влияние температуры генераторного газа и других параметров на мощность двигателя.

№ 2 1935 г.

Дадим дизель советской стране.

Г. Г. Калиш, А. С. Лозарь и И. С. Хвощев, Инерционные стартеры для быстроходных дизельмоторов. (Окончание.)

И. С. Хвощев, Исследование пуска дизельмотора «Фомат-Оберхенсли».

В. А. Колосов и М. М. Вихерт, Оценка теплового процесса быстроходного двигателя Дизеля.

Б. Я. Гяцбург, Некоторые особенности изготовления алюминиевых поршней.

Д. А. Чудаков, Итоги работ по двигателям для комбайна.

Н. Ф. Болховитинов, Способность к росту зерен стали.

№ 3 1935 г.

Ф. Ф. Давиденко и Ю. М. Литвин, Аккумулярующий насос «Сдия-талла».

В. А. Колосов и Д. Б. Поташник, Регулировка дизельмотора «Кумминс» (Америка).

С. Ю. Бруман, Разъемно-роликковый шатунный подшипник ЛК-1.

В. Н. Трейер, Сравнительные испытания однорядных шарикоподшипников с канавками и без канавок для вставления шариков.

В. В. Чернышев, Превращение аустенита хромоникелевой и хромокремнистой стали.

№ 4 1935 г.

М. М. Вихерт и И. И. Гутерман, Развитие транспортных двигателей внутреннего сгорания за последнее десятилетие.

Я. С. Воронов и И. М. Комаров, Испытание тракторного дизельмотора «Кемпер», тип Д-10В.

А. А. Кохтев, Электрические динамометры для производственных испытаний современных автомобильных двигателей.

Т. Т. Семенов-Жуков, Газогенераторные работы в НАТИ. (Продолжение).

Б. И. Гостев и Е. М. Швецова, Материал деталей шасси многотоннажных грузовых автомобилей американского производства.

В. Н. Трейер, Исследование долговечности роликоподшипников с вальцами и цельными роликами.

№ 5

М. М. Вихерт и И. И. Гутерман, Развитие транспортных двигателей внутреннего сгорания за последнее десятилетие. (Окончание).

А. С. Лозарь, Исследование инерционного стартера дизельного двигателя М-10.

И. Б. Сегаль, Быстроходные дизельные двигатели автотракторного типа в Германии.

Д. А. Чудаков, Опыт рационального подбора скоростей трактора «Сталинец-60».

А. А. Кохтев, Поучительная история одной реконструкции.

М. И. Лысов, Расчет передних осей автомобиля.

№ 6

Б. Г. Либрович, Влияние геометрических параметров предкамеры на рабочий процесс двигателя.

Б. Я. Гинцбург, Воздуходувки типа Рут как магнетатели автомобильных моторов.

В. И. Прядилов, Изучение причин, вызывающих появление трещин на шейках коленчатых валов при закалке их с помощью кислородно-ацетиленового пламени.

А. В. Осипян, Исследование вопроса изготовления и расчета зубьев нового профиля.

М. И. Лысов, Расчет задних осей автомобиля.

Б. А. Глух, О скорости и тяговом усилии при повороте автомобиля с переменным радиусом.