



МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СОЮЗА ССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

**НАМИ**

Москва, 183, Лихоборы. Коммутатор: Д-1-05-70 до 78. Адрес для телеграмм: Москва НАМИ

Др 1/28

194 г.

В соответствии с постановлением Высшей аттестационной комиссии от 11 октября 1948 г. направляем Вам для ознакомления автореферат диссертационной работы на тему: **„Применение наддува в целях повышения мощности автомобильных двигателей, работающих на генераторном газе“**, представленной в Совет НАМИ на соискание ученой степени кандидата технических наук аспирантом Симоновичем Б. С.

Ваши замечания по работе тов. Симоновича Б. С. будут обсуждены на заседании Совета НАМИ при получении их Институтом не позднее с. г.

И. о. ученого секретаря совета  
канд. технических наук **С. Лебедев**

ОТДЕЛ ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1949 г.

ПРИМЕНЕНИЕ НАДДУВА В ЦЕЛЯХ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ,  
РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

Реферат диссертации  
аспиранта Б.С.СИМОНОВИЧА на соиска-  
ние ученой степени кандидата техни-  
ческих наук

1. К ПОСТАНОВКЕ ВОПРОСА

Возможные методы повышения мощности 4-тактного газового двигателя  
вытекают из рассмотрения известной формулы индикаторной мощности

$$N_i = \frac{30}{632} V_h n \frac{H_u}{1+\varphi} \zeta_i \zeta_v \delta, \quad /1/$$

где  $V_h$  - рабочий объем, м<sup>3</sup>;  
 $n$  - число оборотов в мин;  
 $H_u$  - теплотворная способность топлива, кал/кг;  
 $\varphi$  - весовой коэффициент смешения;

$$\varphi = \frac{G_B}{G_2} = \frac{\text{расход воздуха}}{\text{расход газа}};$$

$\zeta_i$  - индикаторный к.п.д.;  
 $\zeta_v$  - коэффициент наполнения;  
 $\delta$  - уд.вес смеси, при состоянии, относительно которого под-  
считан коэффициент наполнения.

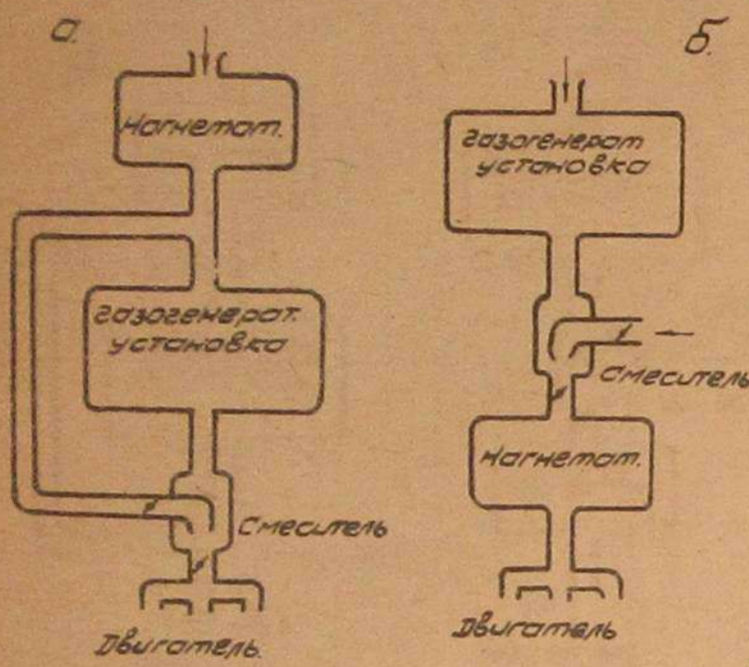
При постоянной степени сжатия индикаторный к.п.д. можно считать не-  
изменным.

Описываемые ниже испытания показали, что при наддуве теплотворная  
способность смеси не меняется и что наддув от приводного объемного на-  
гнетателя благоприятно влияет на мощность двигателя через два послед-  
ние фактора: коэффициент наполнения и удельный вес смеси.

Наддув газового двигателя, работающего на генераторном газе, может  
быть осуществлен по двум принципиальным схемам /фиг.1/:

а/ с расположением нагнетателя перед /по ходу газа/ генераторной установкой,  
 б/ за генераторной установкой.

В первом случае нагнетатель подает воздух в генератор и смеситель и установка находится под избыточным давлением, во втором - нагнетатель, находясь за генераторной установкой, засасывает газоздушную смесь и подает ее под избыточным давлением в двигатель. Газогенераторная установка работает в этом случае под разрежением.



Достоинством первой схемы является, во-первых, то, что нагнетатель, пропуская через себя лишь воздух, не подвергается засорению, во-вторых, что скорости газа в проходных сечениях установки не увеличиваются, ввиду чего потеря напора в газогенераторной установке возрастает незначительно. Недостаток состоит в том, что газогенераторная установка, находясь под избыточным давлением, требует обеспечения прочности и плотности, что ограничивает степень наддува. Однако, испытания показали, что указанный недостаток не мешает успешному применению наддува по данной схеме, что с учетом ее важных преимуществ, позволяет считать эту схему более предпочтительной.

Фиг.1. Принципиальные схемы работы на генераторном газе с наддувом.

Все последующие рассуждения будут относиться ввиду этого к первой схеме /фиг.1а/, причем приняты следующие обозначения 1/:

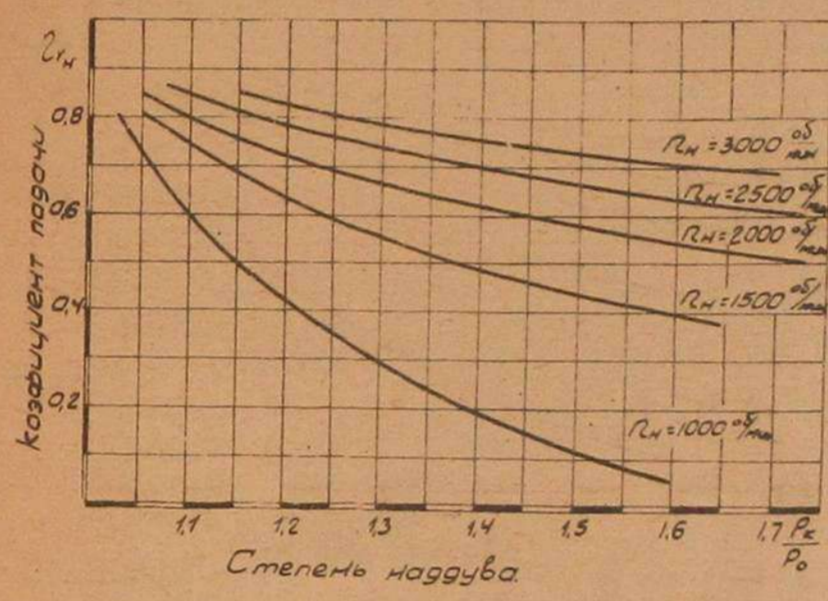
- $p_T$  - параметры на входе в газогенераторную установку и перед воздушной заслонкой смесителя,
- $p_a$  - давление в конце хода всасывания,
- $p_k$  - давление в конце хода выталкивания,
- $\Delta T$  - подогрев /охлаждение/ рабочего тела на пути от входа в газогенераторную установку до рабочего пространства двигателя,
- $\Delta p$  - сопротивление впускной системы /включая газогенераторную установку/,
- $\eta_v$  - коэффициент наполнения относительно параметров у входа в газогенераторную установку,
- $V_h$  - литраж двигателя,
- $V_{hH}$  - теоретический объем нагнетателя за 1 оборот,
- $n$  - число оборотов двигателя в минуту,
- $n_H$  - число оборотов нагнетателя в минуту,
- $i = \frac{n}{n_H}$  - передаточное число привода нагнетателя,

1/ Индекс о - характеризует работу без наддува, индекс к - работу с наддувом.

- $m$  - кажущийся показатель политропы сжатия в нагнетателе,
- $\eta_{vH}$  - коэффициент подачи нагнетателя,
- $N_H$  - мощность нагнетателя.

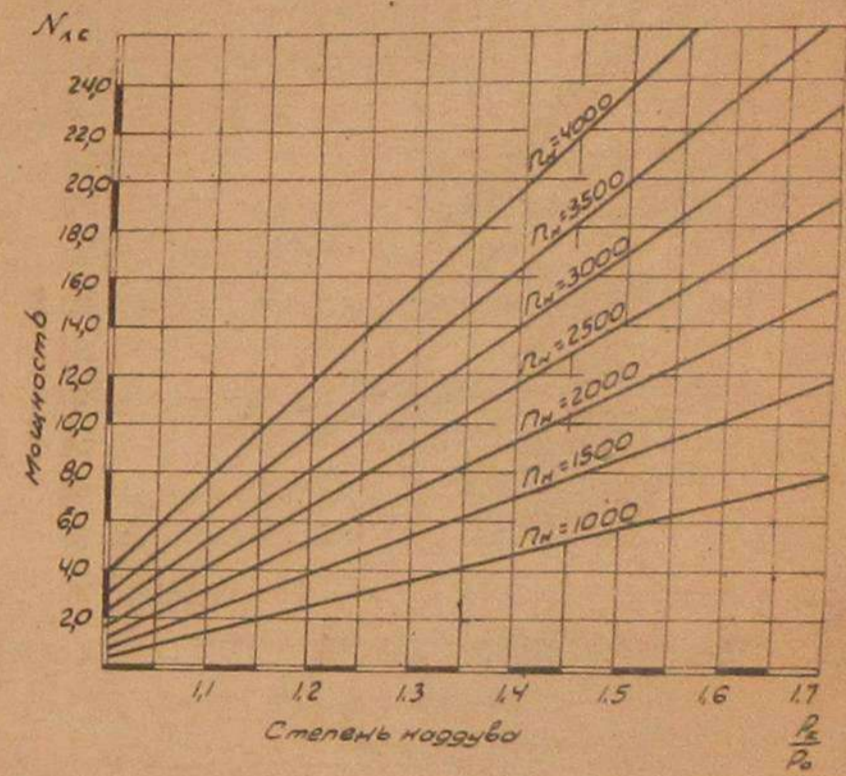
Полагаем известными:

- 1/  $\epsilon$  ;  $i$  ;  $\eta_{v0} = f(n)$  ;  $\psi = \frac{V_{hH}}{V_h}$
- 2/  $N_H = f_1\left(\frac{p_k}{p_0}\right) n_H$  ;  $\eta_{vH} = f_2\left(\frac{p_k}{p_0}\right) n_H$  ;  $m$
- 3/  $p_0 T_0$  .



Фиг.2. Коэффициент подачи нагнетателя /  $V_{hH} = 4,6$  л/.

Исходным типом нагнетателя избран объемный 3-лопастный нагнетатель, по которому имеются обширные экспериментальные материалы. Характеристики этого нагнетателя, заимствованные из отчетов НАМИ, представлены на фиг.2 и 3.



Фиг.3. Мощность, затрачиваемая нагнетателем /  $V_{hH} = 4,6$  л/.

II. КОЭФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ И СТЕПЕНЬ НАДДУВА

а/ К определению понятия

Ввиду того, что газогенераторная установка является неотъемлемой частью впускной системы двигателей, питаемых генераторным газом, в дальнейшем представляется целесообразным относить коэффициент наполнения к условиям на входе в газогенератор. Таковыми будут, очевидно, являться: давление и температура окружающей среды - при работе без наддува, и параметры воздуха за нагнетателем - при работе с наддувом.

б/ Коэффициент наполнения двигателя

По известной формуле коэффициент наполнения 4-тактных двигателей может быть выражен

$$\eta_{v_0} = \frac{\epsilon p_{a_0} - p_{k_0}}{(\epsilon - 1) \cdot p_0} \frac{T_0}{T_0 + \Delta T_0} \quad /2/$$

тогда

$$\frac{\eta_{v_k}}{\eta_{v_0}} = \frac{\epsilon - \frac{p_{k_k}}{p_{a_k}}}{\epsilon - \frac{p_{k_0}}{p_{a_0}}} \cdot \frac{p_{a_k}}{p_{a_0}} \frac{p_0}{p_k} \theta, \quad /3/$$

где температурный коэффициент

$$\theta = \frac{T_0 + \Delta T_0}{T_k + \Delta T_k} \frac{T_k}{T_0}$$

Обозначим  $\frac{p_{k_k}}{p_0} \sim \frac{p_{k_0}}{p_0} = A_2$

При неизменном числе оборотов  $A_2 = Const$ .

Нетрудно показать, что сопротивление впускной системы с достаточной степенью точности может быть принято прямо пропорциональным исходному давлению, т.е.

$$\frac{\Delta p_k}{p_k} = \frac{\Delta p_0}{p_0}, \quad /4/$$

или, иначе  $\frac{p_k - p_{a_k}}{p_k} = \frac{p_0 - p_{a_0}}{p_0}$

тогда  $\frac{p_{a_k}}{p_k} = \frac{p_{a_0}}{p_0} = A_1$  /5/

причем для данного числа оборотов  $A_1 = Const$ .

Обозначим также отношение  $\frac{A_2}{A_1} = A$

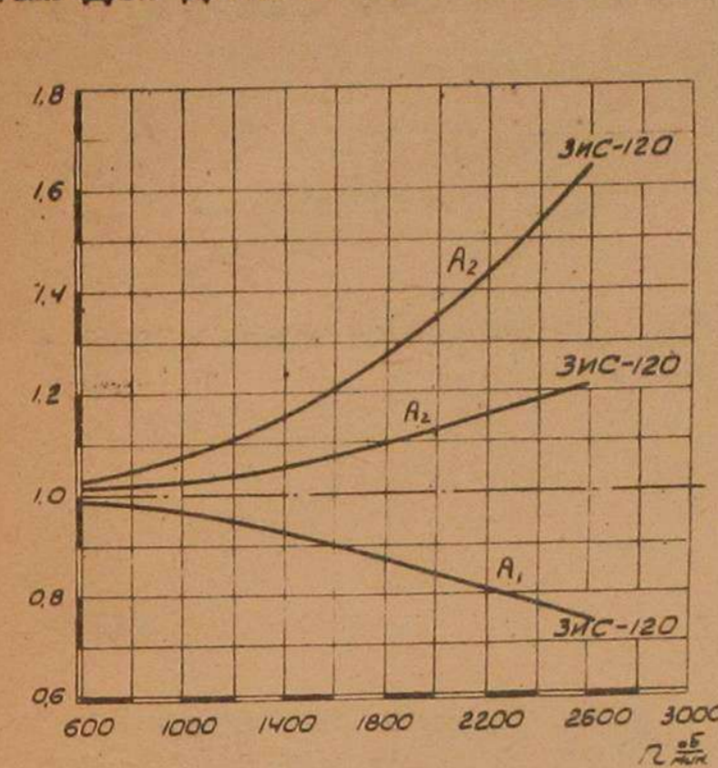
Воспользовавшись введенными выше обозначениями, можно преобразовать уравнение /3/

$$\frac{\eta_{v_k}}{\eta_{v_0}} = \frac{\epsilon - \frac{A_2 \cdot p_0}{A_1 \cdot p_k}}{\epsilon - \frac{A_2 \cdot p_0}{A_1 \cdot p_0}} \cdot \frac{A_1 \cdot p_k}{A_1 \cdot p_0} \frac{p_0}{p_k} \theta,$$

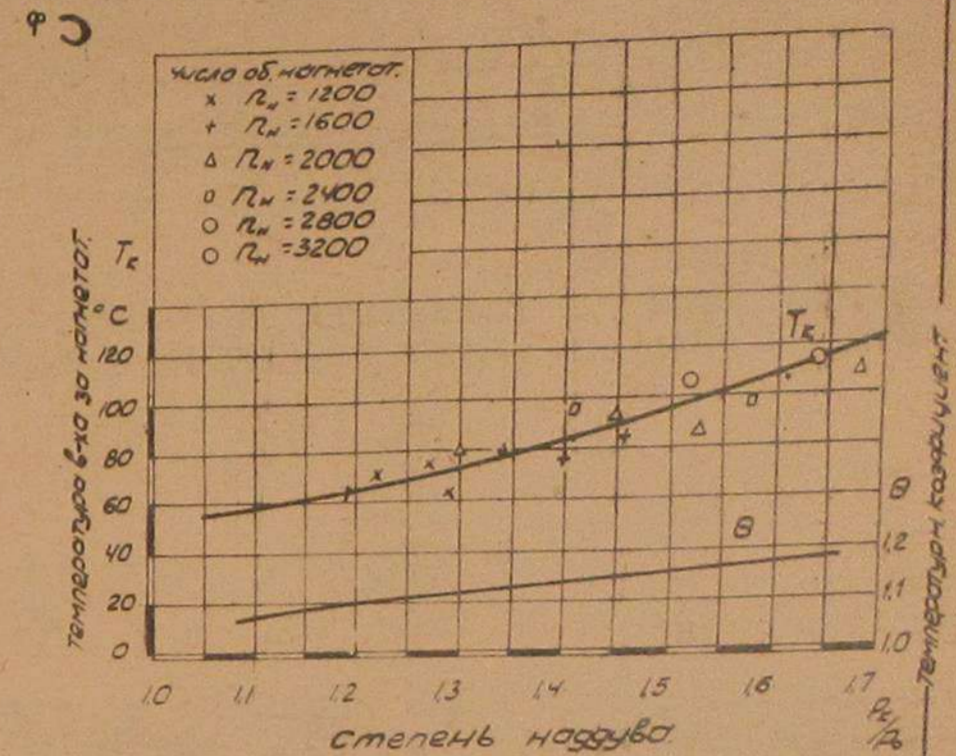
$$\frac{\eta_{v_k}}{\eta_{v_0}} = \frac{\epsilon - A \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{-1}}{\epsilon - A} \cdot \theta \quad /6/$$

Коэффициент А зависит от числа оборотов и поддается теоретическому и экспериментальному определению.

На фиг.4 представлены экспериментальные кривые значений А по оборотам для двигателя ЗИС-120.



Фиг.4. Значения гидродинамического коэффициента А для двигателя ЗИС-120.



Фиг.5. Температурный коэффициент и температура воздуха за нагнетателем.

Коэффициент  $\theta$  зависит в основном лишь от степени наддува и может быть взят из экспериментальной кривой на фиг.5.

в/ Зависимость между  $\eta_{v_k}$ ,  $\frac{p_k}{p_0}$  и  $\eta_{v_n}$ .

Для количества воздуха, засасываемого в минуту нагнетателем, и количества смеси, забираемой в то же время двигателем, могут быть написаны характеристические уравнения

$$p_0 \eta_{v_n} V_{v_n} n_n = g_1 R_1 T_0, \quad /7/$$

$$p_k' \eta_{v_k} V_k \frac{n}{2} = g_2 R_2 T_k', \quad /8/$$

где  $g_1$  - вес засосанного воздуха,  
 $g_2$  - вес смеси, поступившей в двигатель,  
 $R_1, R_2$  - характеристические постоянные,  
 $p_k', T_k'$  - параметры смеси на входе в собственно двигатель,

тогда  $\frac{p_k'}{p_0} = 2 \frac{g_2}{g_1} \frac{T_k'}{T_0} \frac{R_2}{R_1} \frac{\eta_{v_n}}{\eta_{v_k}} \frac{1}{L} \psi$  /9/

Причем,  $\frac{p_k'}{p_0} \neq \frac{p_k}{p_0}$ , т.к.  $p_k' < p_k$ ;

$$\frac{T_k'}{T_0} \neq \frac{T_k}{T_0}, \text{ т.к. } T_k' < T_k$$

$$g_2 > g_1$$

Однако, имеющийся экспериментальный материал позволяет считать, что

$$\frac{\frac{P_k'}{P_0}}{\frac{P_k}{P_0}} = \frac{\frac{T_k'}{T_0}}{\frac{T_k}{T_0}} \quad /10/$$

На основании этого в уравнении /9/ могут быть произведены соответствующие замены. Исключая затем отношение температур

$$\frac{T_k}{T_0} = \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}, \quad /11/$$

получим 
$$\frac{P_k}{P_0} = \left(2 \frac{g_2}{g_1} \frac{\gamma_{VH}}{\gamma_{VK}} \frac{\psi}{l} \frac{R_2}{R_1}\right)^m \quad /12/$$

Для генераторного газа среднего состава, при среднем значении весового коэффициента смешения 1,2, значение газовой постоянной смеси достаточно близко к значению газовой постоянной воздуха /  $R_2 = 30,9/$ , что позволяет с соответствующей оговоркой принять  $R_2 \approx R_1$ .

Что же касается увеличения веса, то оно может быть без особого труда подсчитано как отношение

$$\frac{g_2}{g_1} = \frac{G_2 + G_e''}{G_e' + G_e''}, \quad /13/$$

где  $G_2$  - расход газа,  
 $G_e'$  - расход первичного воздуха,  
 $G_e''$  - расход воздуха, поступающего в смеситель.

Для газогенераторных установок автомобильного типа

$$\frac{g_2}{g_1} \sim 1,15$$

Введя для постоянных членов обозначение

$$C = \frac{2,3 \psi}{l}, \quad /14/$$

получим окончательно

$$\frac{P_k}{P_0} = \left(C \frac{\gamma_{VH}}{\gamma_{VK}}\right)^m \quad /15/$$

Зависимость

$$\gamma_{VH} = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{nH} \quad /16/$$

бывает известна для нагнетателя выбранного типа и задается обычно графически. Для нагнетателей с  $V_{Hh} = 4,6$  л эта зависимость представлена на фиг.2

Выражения /6/, /15/ и /16/ позволяют составить систему уравнений, определяющую единственные значения  $\gamma_{VK}$ ,  $\gamma_{VH}$  и  $\frac{P_k}{P_0}$  для данных  $\psi$ ,  $l$  и  $n$ . В целях упрощения для последующего графического решения целесообразно свести ее к двум уравнениям, исключив из первых двух уравнений  $\gamma_{VK}$ .

$$C \frac{\gamma_{VH}}{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}}} = \gamma_{V_0} \frac{\varepsilon - A \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{-1}}{\varepsilon - A} \theta$$

$$\gamma_{VH} = \frac{\gamma_{V_0}}{C} \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\varepsilon - A \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{-1}}{\varepsilon - A} \theta \quad /17/$$

Задача сводится к решению системы двух уравнений

$$\gamma_{VH} = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{nH} \quad /16/$$

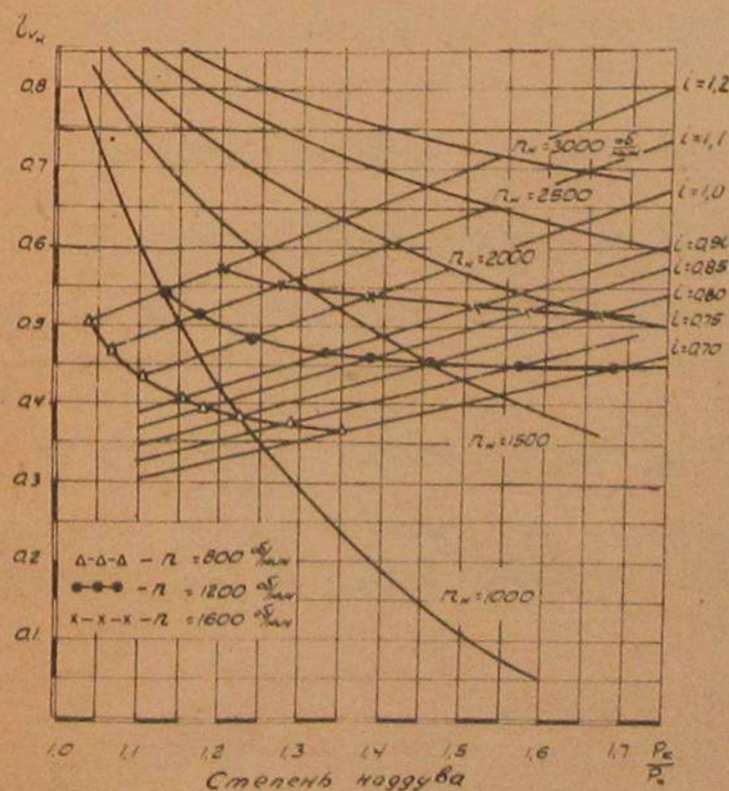
$$\gamma_{VH} = \frac{\gamma_{V_0}}{C} \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\varepsilon - A \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{-1}}{\varepsilon - A} \theta \quad /17/$$

Получив отсюда значение  $\frac{P_k}{P_0}$ , нетрудно затем из уравнения /6/ определить  $\gamma_{VK}$ .

Исследование функциональной зависимости  $\gamma_{VH}$  от  $\frac{P_k}{P_0}$  /17/ показывает, что она хорошо укладывается на прямую и почти не зависит от числа оборотов, что позволяет при графическом решении пользоваться при данном  $l$  одной прямой для любых чисел оборотов.

На фиг.6 представлена диаграмма, позволяющая определить  $\gamma_{VH}$  и  $\frac{P_k}{P_0}$  для любого числа оборотов двигателя при различных передаточных числах.

Фиг.6. К определению коэффициента наполнения и степени наддува.

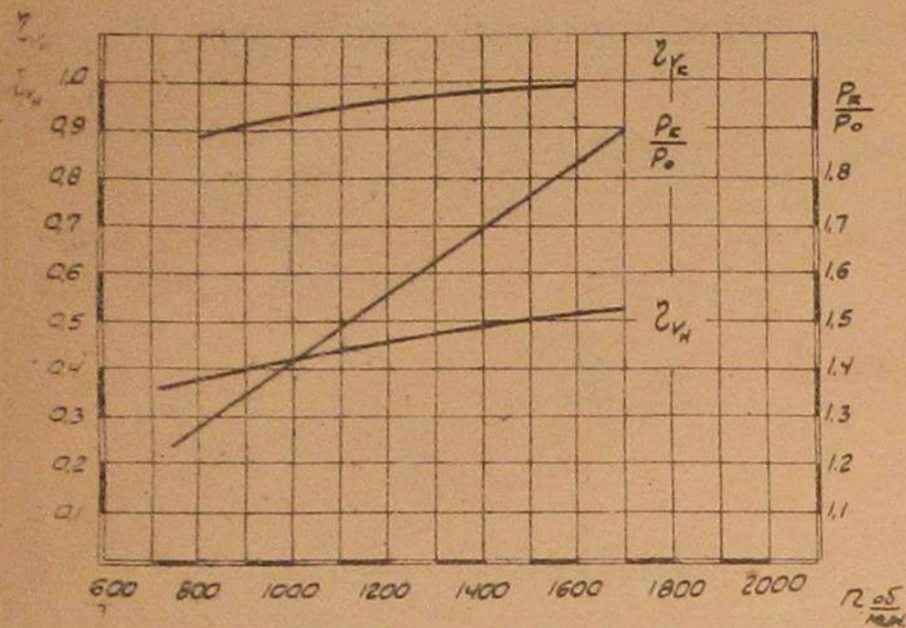


Семейство кривых, выходящих из верхнего левого угла диаграммы, представляет собой зависимость /16/, перенесенную с фиг.2. Семейство прямых

является графическим изображением соотношения /17/ при различных оборотах.

Пересечения соответствующих кривых из семейств /16/ и /17/ дают искомые решения. Причем соответствующими кривыми будут, очевидно, те, которые отвечают требованию  $n_H = \frac{n}{i}$ .

△-△-△ —  $n = 800$  об/мин.  
 ●-●-● —  $n = 1200$  —  
 x-x-x —  $n = 1600$  —



Фиг.7. Влияние числа оборотов на коэффициент наполнения и степень наддува  $i = 0,75$ .

Таким образом, при некотором определенном передаточном числе, решением для различных чисел оборотов будут точки пересечения одной из прямых с рядом соответствующих тому или иному числу оборотов кривых зависимости /16/.

Изменение  $z_k$ ,  $z_v$  и  $\frac{P_k}{P_0}$  по оборотам и в зависимости от  $i$  показано на фиг.7 и 8. Видно, что уменьшению  $i$  сопутствует увеличение  $z_k$  и  $\frac{P_k}{P_0}$  — обоих факторов, обуславливающих повышение индикаторной мощности.

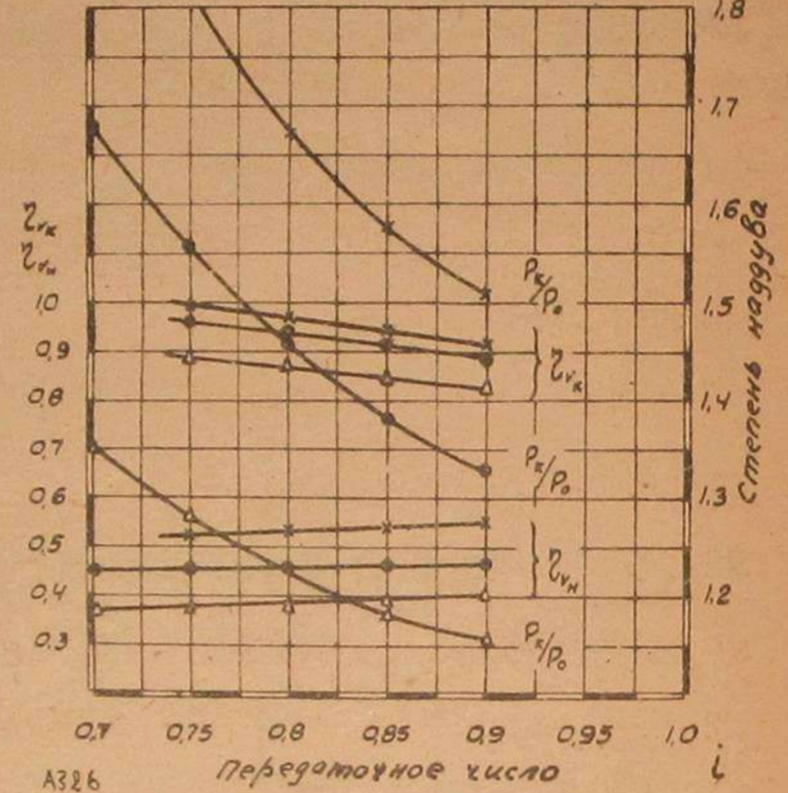
Следует указать, что предлагаемый метод определения  $\frac{P_k}{P_0}$ ,  $z_k$  и  $z_v$  позволяет решить и обратную задачу, а именно: определить передаточное число, необходимое для обеспечения желаемой степени наддува при том или ином числе оборотов двигателя.

### Ш. МОЩНОСТЬ

#### а/ Внешняя характеристика

Возвращаемся к исходной формуле индикаторной мощности /1/.

С учетом сделанных ранее замечаний, отношение индикаторных мощностей с наддувом и без наддува может быть выражено



Фиг.8. Влияние передаточного числа на коэффициент наполнения двигателя и степень наддува.

$z_{vH} = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{nH}$

$$\frac{N_{iK}}{N_{i0}} = \frac{z_{vK}}{z_{v0}} \frac{\delta_K}{\delta_0} \quad /18/$$

Пользуясь формулой /6/, можно заменить отношение  $\frac{z_{vK}}{z_{v0}}$  через  $\frac{P_k}{P_0}$ .

Отношение удельных весов удобно также представить как функцию степени наддува

$$\frac{\delta_K}{\delta_0} = \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}}$$

Таким образом

$$N_{iK} = \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\epsilon - A \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{-1}}{\epsilon - A} \theta \cdot N_{i0} \quad /19/$$

Зная зависимость  $\frac{P_k}{P_0} = f(n)$ , нетрудно определить соответствующую индикаторную мощность и построить затем внешнюю характеристику для случая работы с наддувом.

Полагаем известными:

- 1/ внешнюю характеристику без наддува, т.е.  $N_{e0} = f(n)$ ;
- 2/ механические потери в двигателе  $N_T = f_1(n)$ ;
- 3/ затраты мощности на нагнетатель  $N_H = f_2\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{nH}$ .

Тогда эффективная мощность с наддувом

$$N_{eK} = N_{iK} - N_T - N_H \quad /20/$$

Индикаторная мощность без наддува может быть получена как

$$N_{i0} = N_{e0} + N_T$$

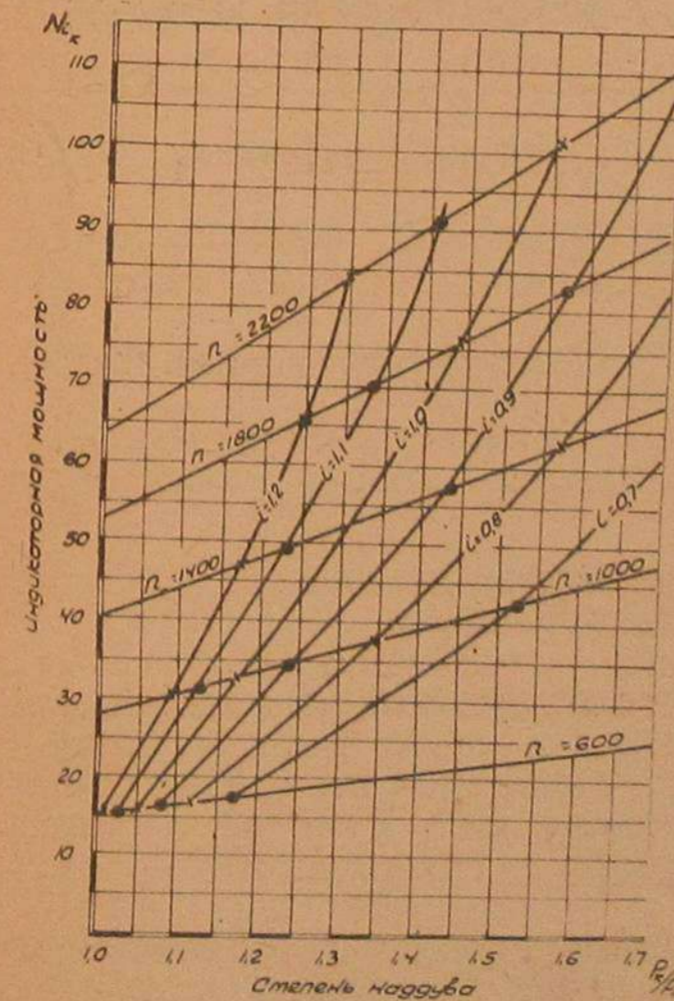
или же, если известен механический к.п.д., соответственно, как

$$N_{i0} = \frac{N_{e0}}{\eta_m}$$

Помимо построения внешней характеристики для работы с наддувом соотношение /19/ позволяет разрешить и обратную задачу, весьма важную практически, а именно: определить передаточное число, необходимое для обеспечения желаемого прироста мощности. Действительно, задавшись для данного двигателя значением желаемого прироста мощности, нетрудно из соотношения /19/ определить с достаточной степенью точности необходимую для этого

степень наддува  $\frac{P_k}{P_0}$ , а установив

последнюю, подсчитать по соотношениям, данным в разделе II, и передаточное число  $i$ .



Фиг.9. К определению мощности при работе с наддувом.

Диаграмма на фиг.9 составлена на

основания соотношений предыдущего раздела и выражения /19/ для условий работы двигателя ЗИС-120 на генераторном газе с наддувом от приводного объемного нагнетателя с

$V_{hн} = 4,6$  л. Диаграмма позволяет определить при любом числе оборотов двигателя и любом передаточном числе, во-первых, степень наддува и, во-вторых, индикаторную мощность двигателя. Зная степень наддува, можно по фиг.3 определить затраты на привод нагнетателя и по соотношению /20/ найти эффективную мощность двигателя.

На фиг.10 представлены найденные таким образом внешние характеристики двигателя ЗИС-120. Точки обрыва кривых характеризуют достижение степени наддува

$$\frac{P_k}{P_0} = 1,7, \text{ которая была}$$

принята в данном случае, по соображениям прочности, предельной. Вопрос создания возможности безболезненного продления этих характеристик в зону высоких оборотов рассматривается ниже.

### б/ Подбор оптимального передаточного числа и корректировка характеристики

Уменьшение передаточного числа /напомним, что передаточным числом было принято отношение  $i = \frac{n}{n_h}$  / вызывает повышение мощности двигателя.

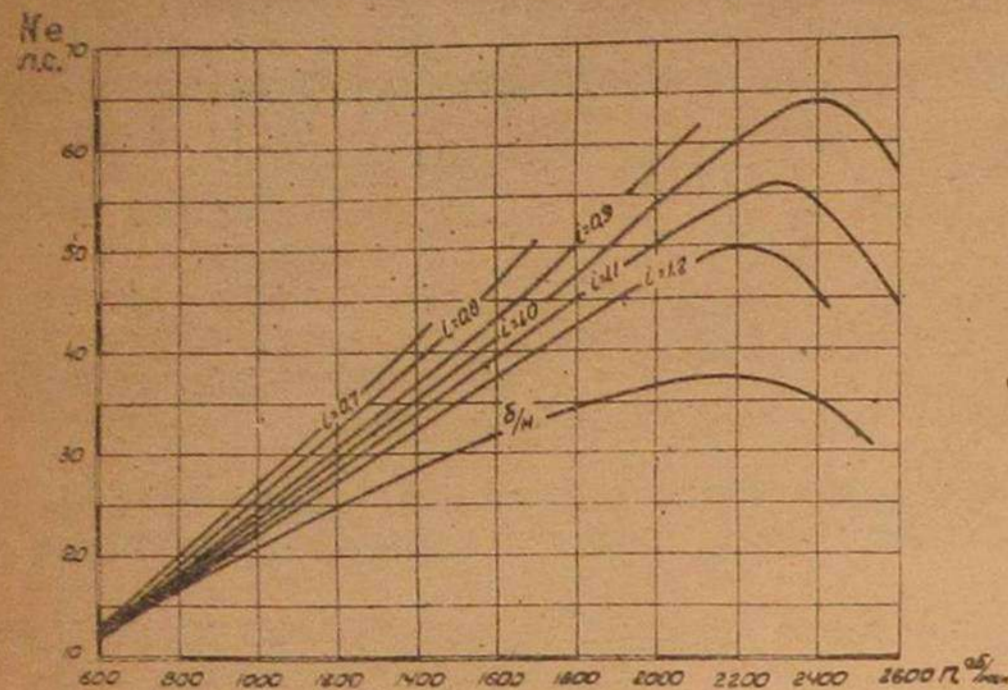
Возникает вопрос о пределе, ограничивающем значение  $i$ , а также о выборе наиболее выгодного его значения.

Весьма существенными факторами, препятствующими выбору малых передаточных чисел, являются:

- 1/ прочность и газоплотность системы,
- 2/ быстроходность нагнетателя.

Говоря о первом, необходимо указать, что предлагаемый метод повышения мощности не предусматривает каких-либо дополнительных мероприятий по повышению прочности существующих газогенераторных установок. В отношении повышения газоплотности предусмотрено лишь одно мероприятие, а именно, замена обычной крышки газогенератора, - резьбовой.

В силу этого представляется целесообразным ограничиться степенью наддува порядка 1,6 - 1,7, которая еще позволяет обеспечить должный запас прочности и газоплотность системы. Чтобы не переступить этих значений во всем диапазоне оборотов для рассматриваемого случая работы двигателя ЗИС-120 с наддувом от нагнетателя с  $V_{hн} = 4,6$  л приходится как видели, ограничиться передаточным числом порядка 1,0.



Фиг.10. Внешние характеристики двигателя ЗИС-120, переведенного на генераторный газ с применением наддува.

Если отвлечься от этих соображений, то быстроходность нагнетателя также может лимитировать передаточное число привода. Рассматриваемый тип нагнетателя рассчитан на число оборотов порядка 4000 об/мин. Следовательно, при максимальном числе оборотов двигателя 2500 об/мин передаточное число должно быть  $i \geq 0,6$ .

Возвращаемся к фиг.10. Внешнюю характеристику, полученную при минимальном значении  $i$  и не дающую превышения принятой выше предельной степени наддува, назовем предельной некорректированной характеристикой. Для рассматриваемого случая такая характеристика получается при  $i = 1,0$ . Недостатком ее, применительно к условиям работы грузового автомобиля, является малый относительный прирост мощности в зоне средних оборотов /1500 - 1600 об/мин/. Действительно, как видим, прирост мощности сравнительно с условиями работы без наддува составляет

$$\begin{aligned} \text{при } 1000 \text{ об/мин} &- 18\% \\ \text{2200 об/мин} &- 52\% \end{aligned}$$

в то время, как по условиям эксплуатации грузового автомобиля представляется желательным иметь в зоне средних оборотов /1500 - 1600 об/мин/ наибольший относительный прирост мощности и максимальный крутящий момент. Для того, чтобы добиться этого, очевидно, необходимо иметь уже

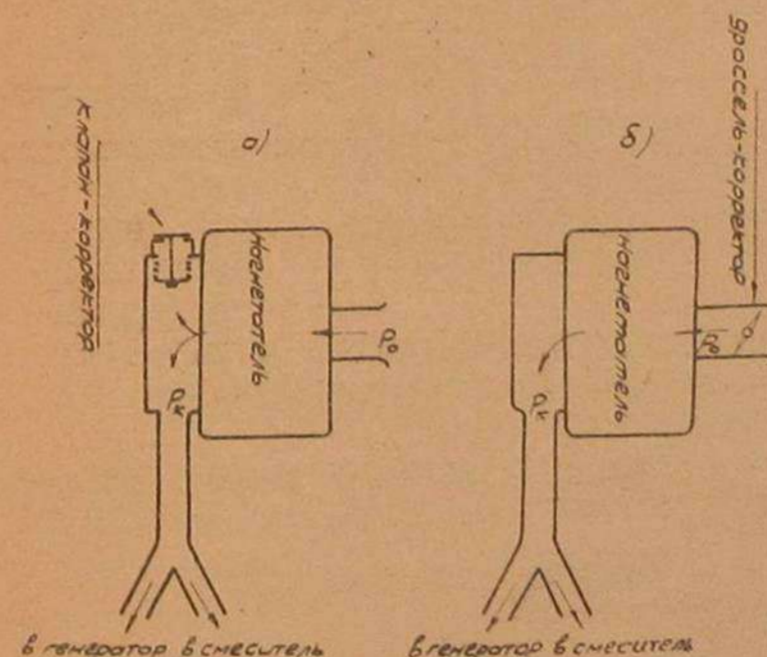
при названном числе оборотов максимальную степень наддува  $\frac{P_k}{P_0} = 1,6 \div 1,7$ ,

что в свою очередь, может быть достигнуто путем соответствующего выбора передаточного числа. Однако, препятствует то обстоятельство, что передаточное число, обеспечивающее предельный наддув в зоне средних оборотов, создаст чрезмерное, выходящее из рамок допустимого, давление при высоких оборотах.

Изложенные соображения подводят к вопросу искусственной корректировки характеристики двигателя, т.е. создания условий, при которых давление за нагнетателем, достигнув при желаемых оборотах предельного значения, далее автоматически прекратило бы свой рост по оборотам двигателя.

Корректировка характеристики может быть осуществлена по двум принципиальным схемам /фиг.11/.

По первой схеме /а/ непосредственно за нагнетателем предусматривается клапан-корректор, выполненный и отрегулированный с таким расчетом, чтобы он открывался, когда давление за нагнетателем превысит установленное предельное значение.



Фиг.11. Схемы корректировки.

В дальнейшем подъем клапана обеспечивает неизменное давление за нагнетателем при любых оборотах.

Вторая схема /б/ основана на автоматическом дросселировании воздуха на входе в нагнетатель и предотвращении тем самым возрастания давления за нагнетателем при повышении числа оборотов.

Два важных соображения заставляют считать первую схему более пред-

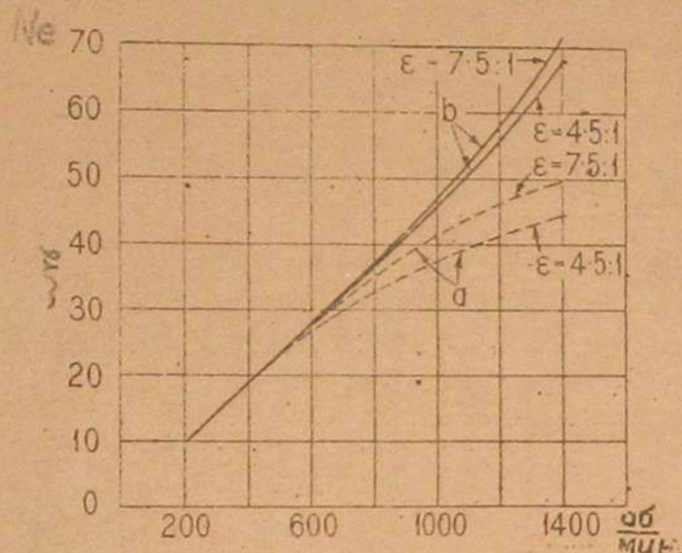
почтительной. Во-первых, вторая схема нуждается в специальном регуляторе, введение которого явилось бы значительным усложнением конструкции. Во-вторых, мощность, затрачиваемая нагнетателем при перепуске, меньше нежели при корректировке путем дросселирования. Последнее утверждение вряд ли нуждается в особом доказательстве, т.к. корректировка путем перепуска характеризуется повышением оборотов при постоянной степени наддува, в то время как при дросселировании повышение оборотов сопровож-

дается увеличением  $\frac{P_k}{P_0}$ , при неизменном  $P_k$  и уменьшающемся  $P_0$ , что очевидно, вызовет затраты мощности, большие чем в первом случае.

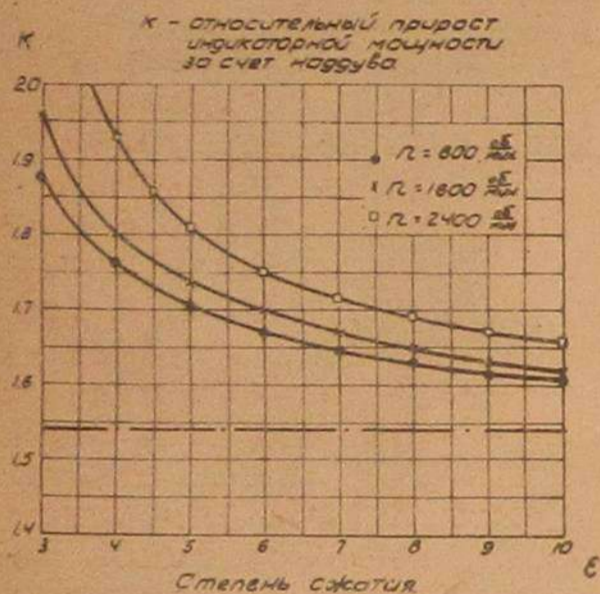
1У. НАДУВ И ПОВЫШЕНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Ввиду того, что применение наддува не позволяет добиться стопроцентной компенсации потери мощности, сопутствующей переводу автомобильного двигателя с жидкого топлива на генераторный газ, естественно может стать вопрос о дополнении метода наддува каким-либо иным средством форсировки и, в частности, повышением степени сжатия. Последнее, как известно, сопровождается

повышением индикаторного к.п.д. и таким образом благоприятно влияет на мощность двигателя.



Фиг.13. Влияние степени сжатия на мощность двигателя при наддуве /Automobile Eng. Jan.1943/.



Фиг.12. Влияние степени сжатия на эффективность наддува /ЗИС-120; n=800-2400 об/мин;  $\frac{P_k}{P_0} = 1,7/$ .

Однако, как видно из соотношения /19/ прирост мощности за счет наддува, является при прочих равных условиях также функцией степени сжатия

$$K = \frac{N_{iK}}{N_{i0}} = \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\epsilon - A \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{-1}}{\epsilon - A} \theta, \quad /19/$$

$$\frac{dK}{d\epsilon} = \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{\frac{1}{m}} \theta \cdot A \frac{\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{-1} - 1}{(\epsilon - A)^2}, \quad /21/$$

при  $P_k > P_0$   $\frac{dK}{d\epsilon} < 0$  ;

иначе говоря, характер функциональной зависимости  $K = f(\epsilon)$  таков, что повышение  $\epsilon$  уменьшает при прочих равных условиях эффективность наддува /фиг.12/.

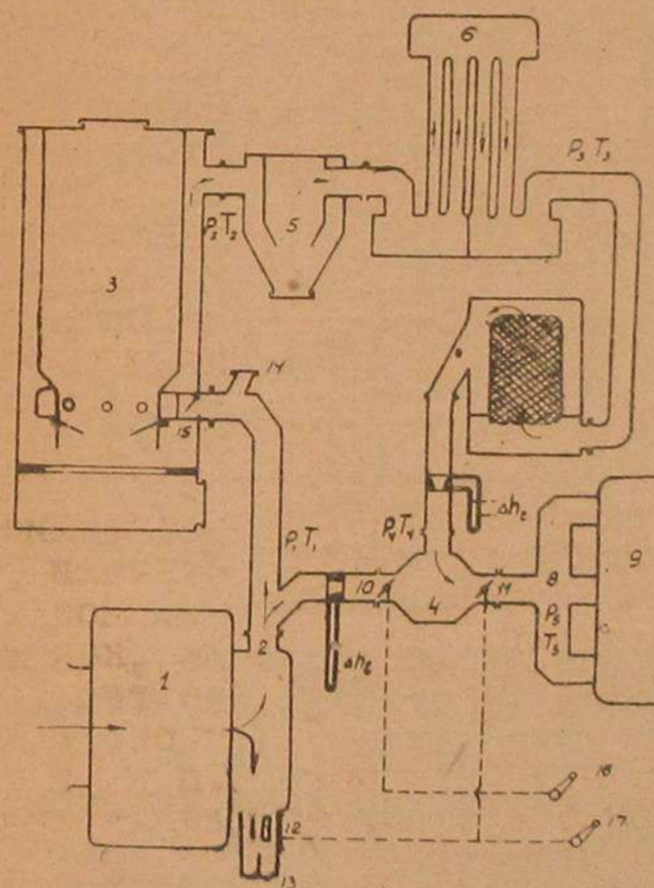
Представленные на фиг.13 экспериментальные данные /а - без наддува; в - с наддувом/ иллюстрируют последнее утверждение, показывая, что повышение степени сжатия на 3 единицы при работе с наддувом позволило в этом случае повысить мощность только на 5%.

У. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ С НАДУВОМ ОТ ПРИВОДНОГО ОБЪЕМНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ.

а/ Описание установки

Были испытаны двигатели ЗИС-5 /с  $\epsilon = 6,8/$  и ЗИС-120 /с  $\epsilon = 6,0/$  с нагнетателями  $V_{hн} = 3,44$  л и  $V_{hн} = 4,6$  л, приводившимися непосредственно от коленчатого вала двигателя с помощью клиноременной передачи.

Ниже приводится лишь часть экспериментального материала, касающегося испытаний двигателя ЗИС-120.



Фиг.14. Схема для работы на генераторном газе с наддувом.

Принцип действия предлагаемой схемы /фиг.14/ сводится к следующему: воздух, засасываемый нагнетателем 1 подается под избыточным давлением в смеситель 4 и газогенератор 3. В последнем образуется горючий газ, который пройдя циклон 5, охладитель 6 и тонкий очиститель 7, также поступает в смеситель. Из смесителя газозадушная смесь направляется во впускной коллектор 8 двигателя 9. Регулировка качества смеси осуществляется управляемым дросселем 10, количественное регулирование - дросселем 11. Включение и выключение наддува производится золотником 12, выполненным заодно с клапаном-корректором 13.

При закрытом золотнике система замкнута и вся установка оказывается под избыточным давлением - наддув включен. В случае отсутствия необходимости повышения мощности окна золотника открываются, нагнетатель работает вхолостую и в системе устанавливается некоторое разрежение - наддув выключен.

Управление золотником включения наддува не требует отдельной манетки, а осуществляется педалью акселератора. Дроссель газа и золотник включаются и выключаются последовательно в следующем порядке: желая увеличить мощность двигателя надлежит сначала полностью открыть /выжать/ дроссель газа, а затем, если этого окажется недостаточно, дальнейшим движением педали повернуть золотник, т.е. включить наддув. При обратном движении педали сначала выключается наддув, а затем начинается прикрытие дросселя газа.

Розжиг генератора производится при выключенном наддуве через предусмотренный для этой цели лючок 14. Обратный клапан 15 препятствует забросу газа в воздушную магистраль.

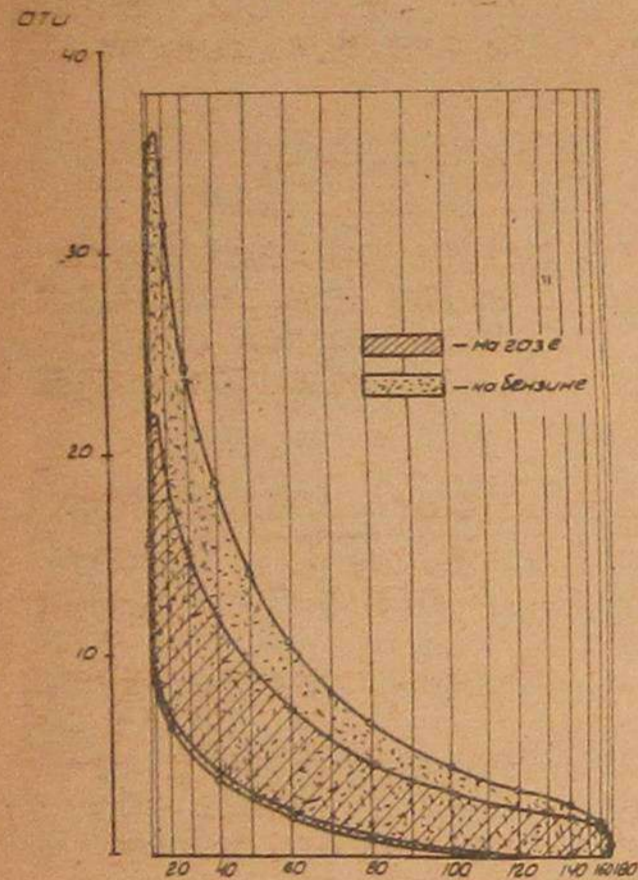


6/ Основные показатели при работе на генераторном газе без наддува

Испытание двигателя ЗИС-120 на генераторном газе без наддува подтвердило, что при переводе на газ без применения каких-либо средств форсировки этот двигатель развивает до 45% первоначальной мощности.

Сопротивление газогенераторной установки достигает на максимальных оборотах 100 мм рт.ст., причем, основная часть эго падает на тонкий очиститель и смеситель.

При температуре окружающей среды 20°C температура газа перед смесителем, возрастая по числу оборотов двигателя, составляет 30-40°C. Температура во впускном коллекторе, изменяясь в тех же пределах, равномерно возрастает с падением числа оборотов, что следует приписать усилению подогрева от стенок при снижении скорости газа /фиг.19/.

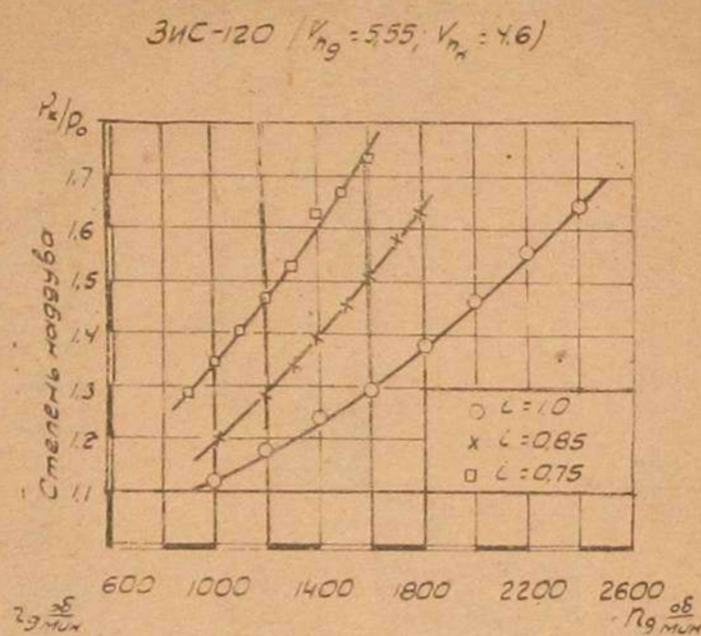


Фиг.15. Индикаторные диаграммы /1600 об/мин, эксперимент./.

На фиг.15 представлены индикаторные диаграммы, снятые на двигателе ЗИС-120 при работе на бензине и на генераторном газе при 1600 об/мин. Максимальное давление составляет: на бензине - 36, на генераторном газе 24 атм. Среднее индикаторное давление: на бензине - 8,1, на генераторном газе - 4,5 кг/см².

Приведенные данные позволяют сделать весьма важный вывод о том, что автомобильные двигатели после перевода их на генераторный газ представляют возможность весьма значительной их форсировки без риска перегрузить их термически или механически.

Останавливаясь на этом достаточно очевидном положении приходится в связи с тем, что существует ошибочная точка зрения будто бы наддув дает



Фиг.16. Влияние числа оборотов и передаточного числа на степень наддува /эксперимент./.

Работа двигателя на газе характеризуется устойчивостью на всех режимах и большой мягкостью. Последнее связано с малыми скоростями сгорания газовой смеси и невысокими давлениями сгорания.

одинаковые возможности как применительно к бензиновому двигателю, так и к газовому, и что, следовательно, нельзя считать, что газовый двигатель с наддувом приближается по мощности к бензиновому двигателю, а что надо сравнивать оба двигателя с наддувом.

Делая такое заключение упускают из виду, что речь идет об одном и том же двигателе, который, работая на бензине, подвергается расчетной т.е. для условий нормальной эксплуатации, предельной термической и механической нагрузке, в то время, как с переводом его на генераторный газ он оказывается по меньшей мере на 50% недогружен. Следовательно, если любая попытка форсировки означала бы в первом случае термическую и механическую перегрузку машины против рассчитанных норм, то во втором случае, на газе, форсировка означает лишь доведение нагрузки до расчетной.

Уместно добавить, что большинство современных бензиновых автомобильных двигателей, в том числе и ЗИС-120, работают на пределе детонации, что само по себе исключает возможность применения наддува.

в/ Испытание с наддувом

В процессе испытания было исследовано влияние наддува при различных передаточных числах и числах оборотов двигателя на различные параметры процесса.

1. Давление свежего заряда. Как было показано в разделах II и III, определяющим фактором при работе с наддувом является степень наддува  $\frac{P_k}{P_0}$ ,

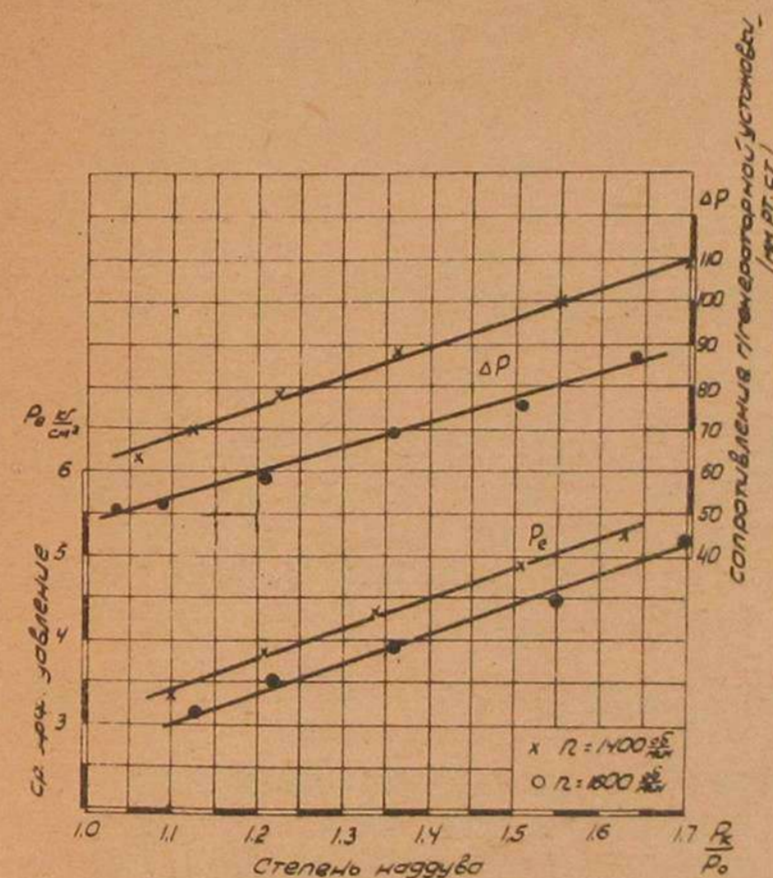
которая для данного двигателя и нагнетателя при постоянном числе оборотов зависит от выбранного передаточного числа. Характер этой зависимости представлен на фиг.16. Необходимо оговорить, что при данном эксперименте, равно как и во всех последующих, степень наддува была ограничена значениями порядка  $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$  по соображениям, изложенным выше. Это

требованию, как видим, удовлетворяет /при работе без корректора/ передаточное число  $i \geq 1,0$ .

Испытания также показали, что сопротивление газогенераторной установке возрастает со степенью наддува и находится в линейной зависимости от нее /фиг.17/.

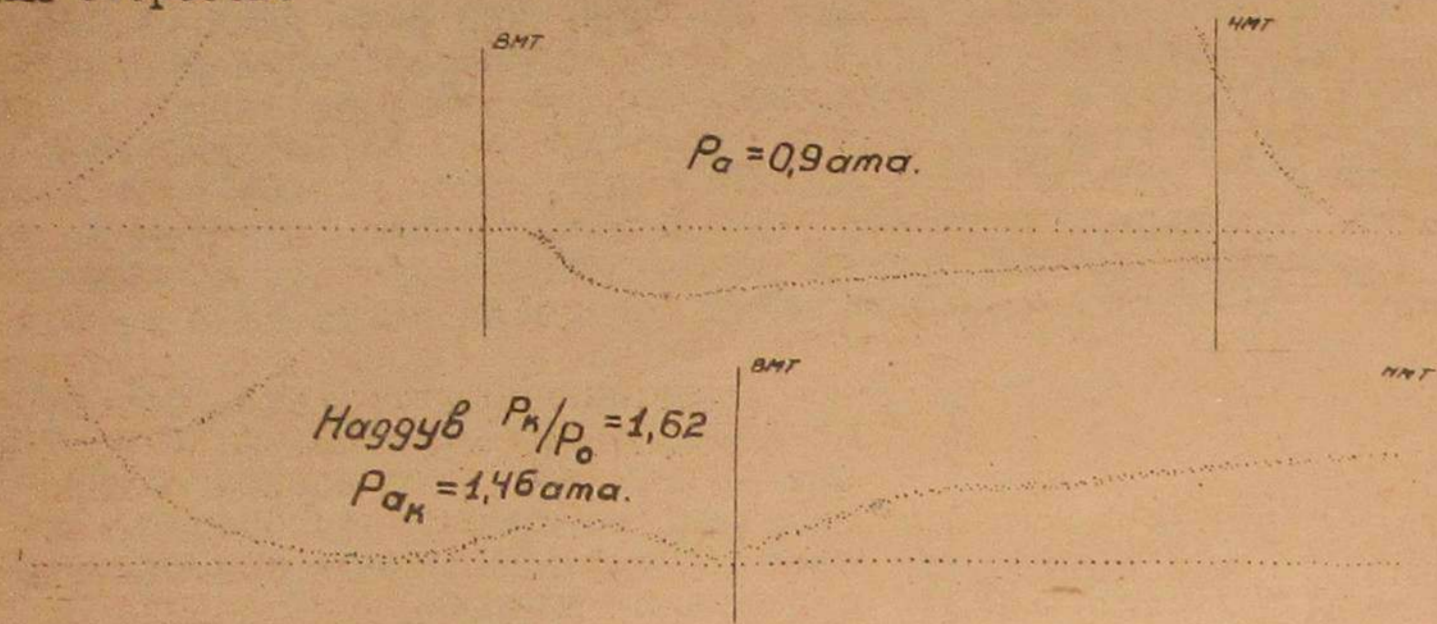
При степени наддува  $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$  сопротивление газогенераторной установки возрастает сравнительно с работой без наддува в 1,8 раз.

Давление в рабочем цилиндре двигателя в начале сжатия было исследовано путем снятия индикаторных диаграмм со слабой пружиной. На фиг.18 представлены индикаторные диаграммы, снятые со слабой пружиной при



Фиг.17. Влияние наддува на сопротивление газогенераторной установки и среднее эффективное давление двигателя /эксперимент/.

1600 об/мин без наддува и с наддувом при  $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$ . Видно, что давление в начале сжатия удалось повысить за счет наддува с 0,9 до 1,46 ата, т.е. более чем в 1,6 раза. Аналогичные результаты получены и при других числах оборотов.

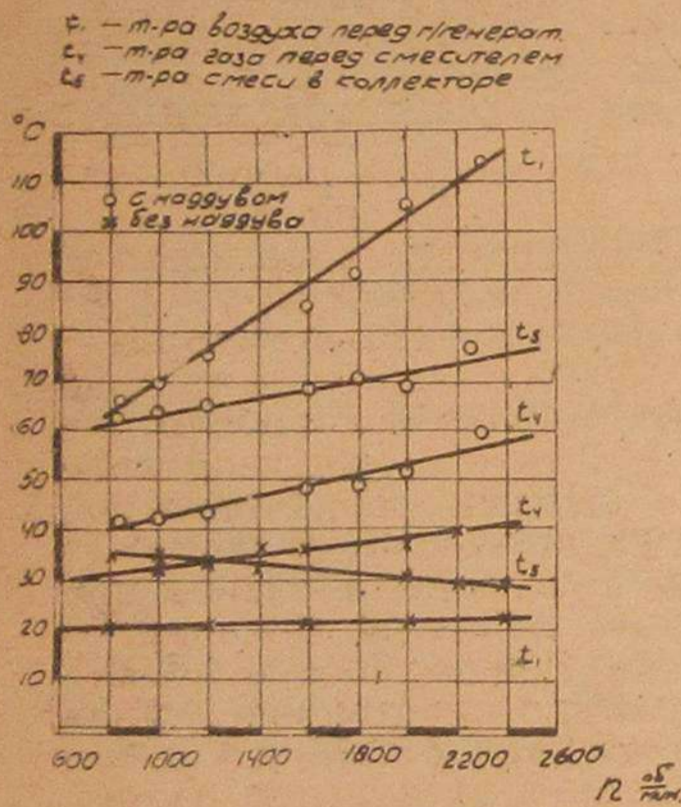


Фиг.18. Индикаторные диаграммы со слабой пружиной /1600 об/мин, эксперимент/.

**2. Температуры.** Температура воздуха за нагнетателем, как показал эксперимент, мало зависит от числа оборотов нагнетателя и определяется в основном степенью наддува /фиг.5/.

При степенях наддува  $\frac{P_k}{P_0} = 1,6 \div 1,7$

эта температура достигала значений 110 - 120°C. Однако, для той части воздуха, которая согласно принятой схеме /фиг.1/ направляется в газогенераторную установку, эта температура не имеет значения, т.к. в газогенераторной установке происходит своего рода нивелировка температур, вследствие чего на температуру газа перед смесителем наддув влияет очень слабо. Что же касается той части воздуха, которая поступает из нагнетателя непосредственно в смеситель, то, встречая там влажный газ, она вызывает интенсивное испарение взвешенных в нем частиц влаги, отдавая тепло и охлаждаясь. Таким образом, несмотря на до-

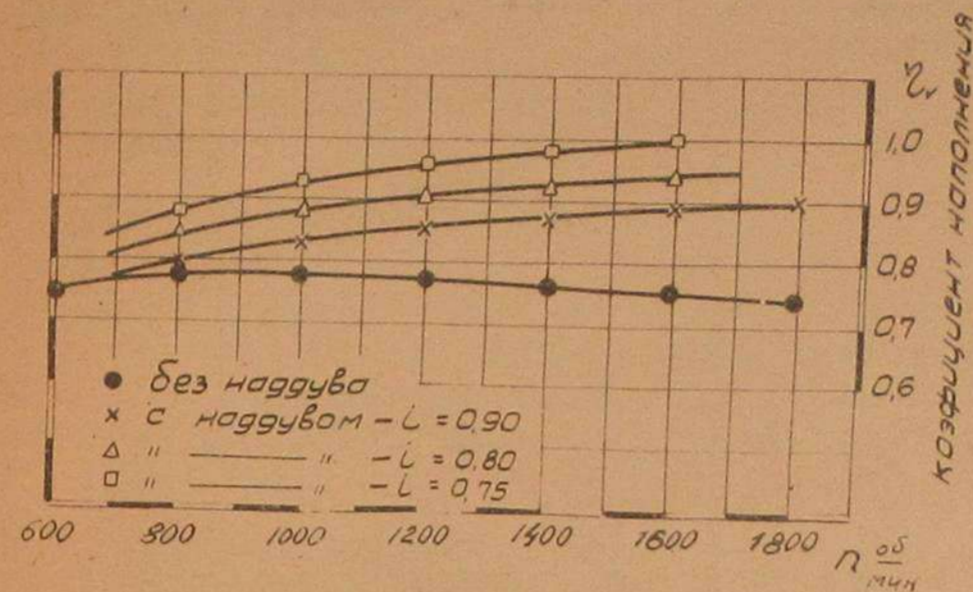


Фиг.19. Температура свежего заряда при работе с наддувом и без наддува /эксперимент/.

статочно высокую температуру за нагнетателем, температура смеси в коллекторе не превышает 60-75°C, что является также одной из положительных сторон описываемой системы наддува /фиг.19/.

Температура выхлопных газов при наддуве возрастает, однако остается все же ниже, чем температура выхлопных газов при том же числе оборотов и работе на бензине.

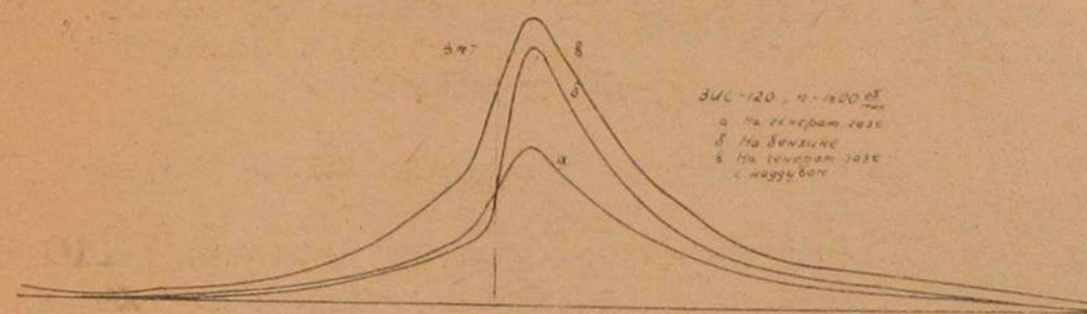
**3. Коэффициент наполнения.** Полную оценку условий зарядки с учетом изменения температур, давлений и влияния остаточных газов дает коэффициент наполнения. На фиг.20 показано влияние наддува на коэффициент наполнения при различных передаточных числах. Видно, что в то время, как без наддува коэффициент наполнения с увеличением числа оборотов неуклонно падает, при наддуве он, наоборот, растет, причем, в зоне средних оборотов этот рост весьма интенсивен, а затем замедляется в связи с усилением нагрева рабочего тела в нагнетателе и элементах впускной системы двигателя. Сопоставление фигур 16, 20 и 6, 7 позволяет говорить о хорошем совпадении экспериментальных данных с теоретическими выводами раздела II.



Фиг.20. Влияние наддува на коэффициент наполнения /эксперимент/.

**4. Рабочие давления.**

Представленные на фиг.21 для сравнения индикаторные диаграммы, снятые при 1600 об/мин на бензине /б/ и на генераторном газе с наддувом /в/ и без наддува /а/ показывают, во-первых, что применение наддува вызывает при работе на генераторном газе значительное повышение давлений /в 1,5-2 раза/; во-вторых, что максимальное давление при работе на газе с наддувом лишь очень незначительно превосходит максимальное давление при работе на бензине. Причем, более пологое протекание линии нарастания давления при работе на газе свидетельствует о том, что работа двигателя на бензине будет более жесткой. Таким образом, при работе на генераторном газе с наддувом имеем максимальные давления, значительно превышающие бензиновые, и более мягкую работу двигателя, что позволяет заключить о том, что применение наддува в указанных пределах не вызывает механической перегрузки двигателя.



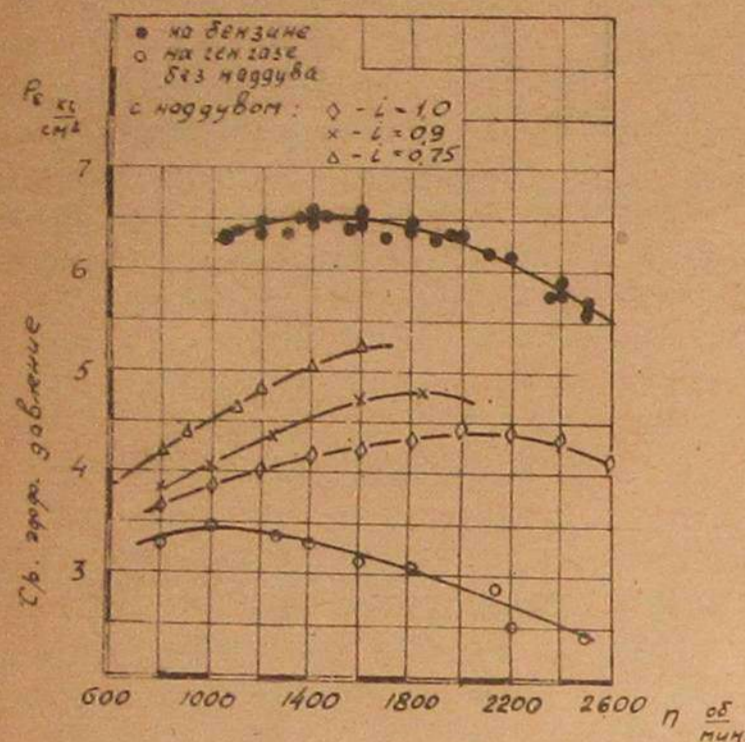
Фиг.21. Индикаторные диаграммы двигателя ЗИС-120, снятые при работе на бензине и на генераторном газе с наддувом и без наддува /1600 об/мин, эксперимент/.

**5. Среднее эффективное давление.** Проведенные испытания позволили сделать два вывода:

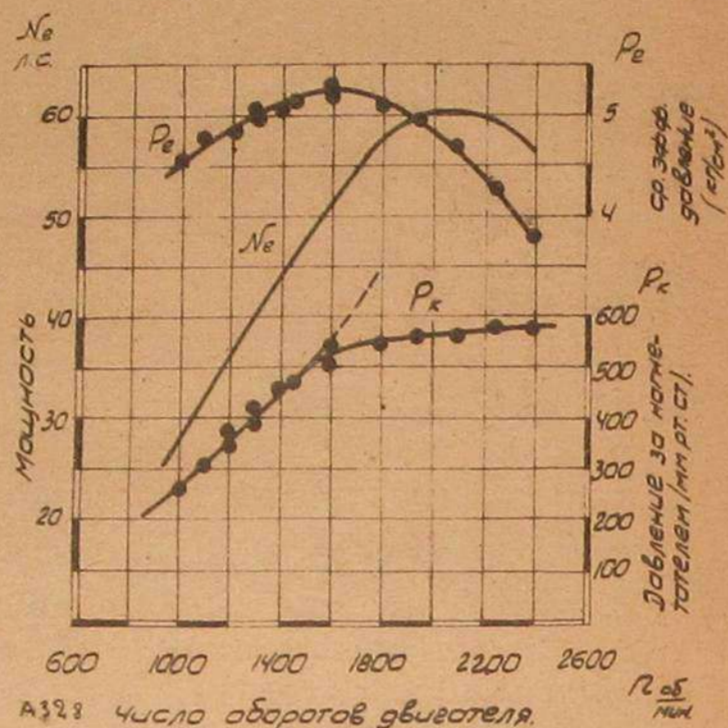
- 1/ При работе с нагнетателем с  $V_{hн} = 4,6$  л применение наддува позволяет добиться весьма значительного повышения среднего эффективного давления /до 82% от получаемого на бензине/.
- 2/ Получение столь значительного прироста мощности, а также наиболее выгодной внешней характеристики с максимальным крутящим моментом требует применения корректирующего устройства.

На фиг.22 представлены кривые средних эффективных давлений при различных передаточных числах.

Кривая с  $\lambda = 1,0$  является предельной некорректированной характеристикой. Кривые с  $\lambda < 1,0$  сняты также без корректора, однако снять их во всем диапазоне оборотов не удалось и точки обрыва характеризуют достижение предельной степени наддува.



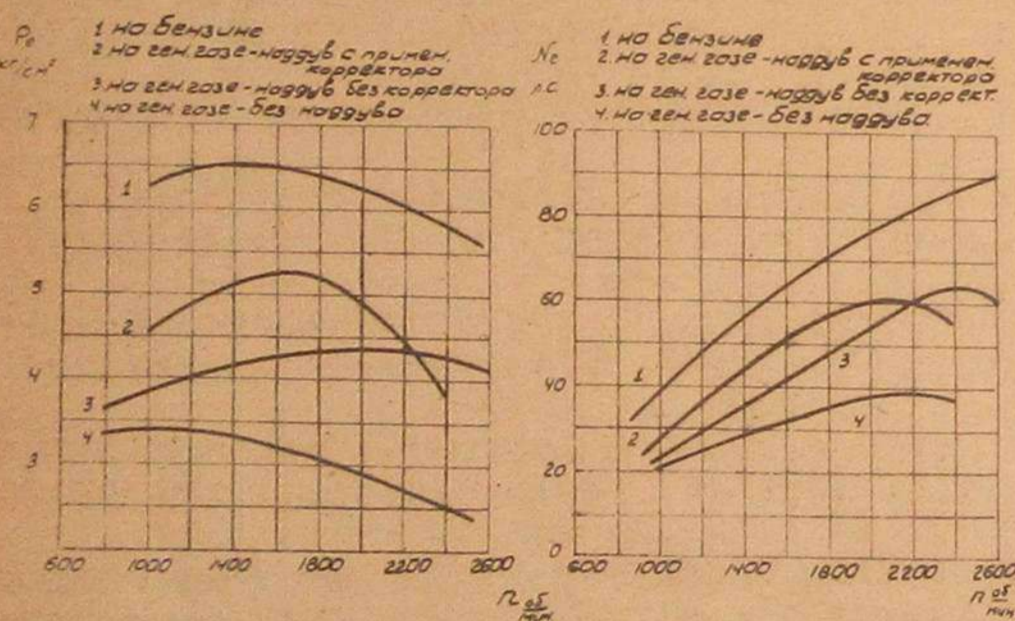
Фиг.22. Влияние наддува на среднее эффективное давление /эксперимент/.



Фиг.23. Корректированная характеристика /  $\lambda = 0,75$ ;  $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$ , эксперимент/.

Видно, что с уменьшением передаточного числа растут абсолютные значения среднего эффективного давления, а максимум перемещается справа налево, в зону меньших оборотов.

Исследование влияния степени наддува на среднее эффективное давление при  $k = Const$  /фиг.17/ показывает, что среднее эффективное давление находится в линейной зависимости от степени наддува, и что в пределах рассматриваемых значений степени наддува увеличению степени наддува на 0,1 соответствует прирост среднего эффективного давления на 0,35 кг/см<sup>2</sup>.



Фиг.24. Внешние характеристики и относительный прирост мощности при работе с наддувом /эксперимент/.

6. Мощность. Корректировка характеристики. Из рассмотрения фиг.22 видно, что характеристикой, удовлетворяющей по своим абсолютным значениям, а также по характеру своего протекания могла бы быть кривая с  $\lambda = 0,75$ , если бы ее можно было продолжить в зону высоких оборотов. Такую возможность дает работа с корректором /см.выше/.

При передаточном числе  $\lambda = 0,75$  и регулировке клапан-корректора на открытие при  $\frac{P_k}{P_0} = 1,7$  была снята корректированная характеристика /фиг.23/.

Видно, что клапан-корректор предотвращает повышение давления за нагнетателем выше допустимого. В то же время передаточное число  $\lambda = 0,75$  обеспечивает достаточно большой относительный прирост мощности в зоне средних оборотов.

На фиг.24 представлены внешние характеристики, полученные при работе на бензине, на генераторном газе и на генераторном газе с наддувом без корректора и с корректором. Сравнение относительного прироста мощности показывает, что корректировка характеристики является эффективным средством получения максимального относительного прироста мощности в достаточно широком диапазоне наиболее ходовых оборотов грузового автомобиля.

7. Химический состав и теплотворная способность газа. Химический анализ и определение теплотворной способности проб газа, неоднократно отбиравшихся в процессе испытаний, позволяют заключить, что наддув в указанных пределах не оказывает заметного влияния на химический состав и теплотворную способность газа.

### ВЫВОДЫ

1. Наддув от приводного объемного нагнетателя является эффективным средством повышения мощности двигателей, работающих на генераторном газе, путем воздействия на удельный вес свежего заряда и коэффициент наполнения двигателя.

2. В пределах небольших степеней наддува /  $\frac{P_k}{P_0} < 1,8$  / приводной объемный нагнетатель позволяет получить при работе на генераторном газе прирост мощности двигателя, приблизительно равный степени наддува.

3. Объемный нагнетатель, имея привод от коленчатого вала двигателя, позволяет путем подбора соответствующего передаточного числа получать любую степень наддува в указанных пределах.

4. Получение наибольшего относительного прироста мощности и оптимального протекания характеристики требует применения корректирующего устройства.

5. Применение наддува в указанных пределах не вызывает термической и механической перегрузки двигателя сравнительно с условиями его работы на бензине.

6. Прочность существующих газогенераторных установок является достаточной для того, чтобы применять метод наддува всей установки. Условия обеспечения газоплотности требуют лишь замены прижимной крышки газогенератора резьбовую.

7. Представляется целесообразным применять более быстроходные нагнетатели меньшего размера с шестеренчатым приводом, что позволит с одной стороны повысить к.п.д. нагнетателя и привода, с другой - добиться большей надежности и компактности всего устройства.

Очевидно, в данном направлении и должны быть предприняты шаги по усовершенствованию описанного метода.

Аспирант НАМИ Б.С.СИМОНОВИЧ

БЕСПЛАТНО

18005

Ответственный редактор Н. Н. Брызгов

Л 124029. Подп. к печ. 3 мая 1949 г.

2<sup>3</sup>/<sub>4</sub> печ. л. 1,3 уч. изд. л. Зак. 141. Тир. 120.

Типолитография НАМИ. Москва, 183, Лихоборы