

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 70

— 1964 —

Государственный комитет автотракторного и сельскохозяйственного
машиностроения при Госплане СССР

Управление по развитию автомобильной промышленности

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

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 70

ОТДЕЛ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1964

В первой статье изложены результаты экспериментального исследования влияния величины вытеснителей в камере сгорания на показатели двигателя воздушно-го охлаждения при работе на полной и частичных нагрузках и изменении в широком диапазоне температуры стенок камеры сгорания.

Во второй статье приведены результаты исследований работы двигателя ЗИЛ-120 в высокогорных условиях без наддува и с наддувом при помощи объемно-го нагнетателя типа ЯАЗ.

Установлены экспериментальные и теоретические зависимости ряда показателей работы двигателя при изменении высоты и показаны возможности в смысле повышения мощности двигателей при применении наддува.

В третьей статье описаны экспериментальная установка, аппаратура и последовательность экспериментального исследования переходных процессов автотракторных дизелей, а также некоторые результаты исследования переходных процессов дизеля ЯМЗ-238Н.

Для оценки динамических качеств двигателей предложены динамические характеристики и оценочные параметры. По этим характеристикам выявлены особенности работы дизеля ЯМЗ-238Н на неустановившихся режимах.

В статье использована международная система единиц измерения СИ.

Канд. техн. наук И. В. Маркова, инж. Е. С. Полухин

ВЛИЯНИЕ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Основные параметры, определяющие индикаторную работу двигателя, связаны известной зависимостью:

$$p_i = \kappa \left(\frac{\eta_n \eta_i}{\alpha} \right),$$

где p_i — среднее индикаторное давление;
 κ — постоянная величина.

Коэффициент наполнения η_n характеризует степень совершенства конструкции впускных (и в меньшей степени выпускных) трактов двигателя и, естественно, связан с организацией процесса газообмена. В современных двигателях значение этого коэффициента относительно высоко, вследствие чего совершенствование конструкции двигателя (без применения специальных мер по созданию инерционного наддува и др.) практически не приводит к существенному повышению его показателей.

Эффективным средством повышения η_i оказывается совершенствование рабочего процесса. Одним из способов интенсификации процесса является повышение степени турбулизации заряда к началу сгорания, что должно приводить к сокращению его основной фазы и улучшению динамики теплоиспользования.

Как на интенсивность, так и на характеристику турбулентных пульсаций к моменту прихода поршня в в. м. т. могут оказывать влияние различные конструктивные факторы. К ним в

первую очередь относятся заширмление впускных клапанов и применение вытеснителей в камерах сгорания. Турбулизация, созданная ширмами на впускных клапанах, к концу такта сжатия, т. е. к моменту, когда в ней возникает наибольшая необходимость, уменьшается. Вследствие этого при заширмлении клапанов в дизелях применяют вытеснители на поршне. Кроме того, усиление турбулизации на впуске сопряжено со снижением наполнения, а установка ширм на клапанах требует фиксации последних в определенном положении, что усложняет конструкцию и уменьшает долговечность клапанного механизма. Применение вытеснителей, обеспечивающих турбулизацию к моменту прихода поршня в в. м. т., требует относительно меньшей затраты энергии и, как правило, не сопровождается снижением наполнения.

Однако при наличии вытеснителей в камере сгорания могут возникнуть обстоятельства, приводящие к снижению ожидаемого эффекта от их применения. Так, устройство вытеснителей при плоском днище поршня приводит к тому, что наряду с основной частью камеры сгорания, расположенной непосредственно в головке, образуется зазор между плоскостью вытеснителя и днищем поршня. Исследования [1; 2] показали, что процесс сгорания в этом зазоре существенно замедляется. Это связывают с отсутствием интенсивных вихрей в зазоре, тормозящим влиянием стенок, увеличенной относительной поверхностью теплоотвода, а также меньшей плотностью заряда в момент подхода фронта пламени к заземленной части камеры.

В настоящей работе исследуется влияние относительных размеров вытеснителей (при неизменной высоте зазора между вытеснителями и днищем поршня) на параметры рабочего процесса карбюраторного двигателя воздушного охлаждения автомобиля «Запорожец».

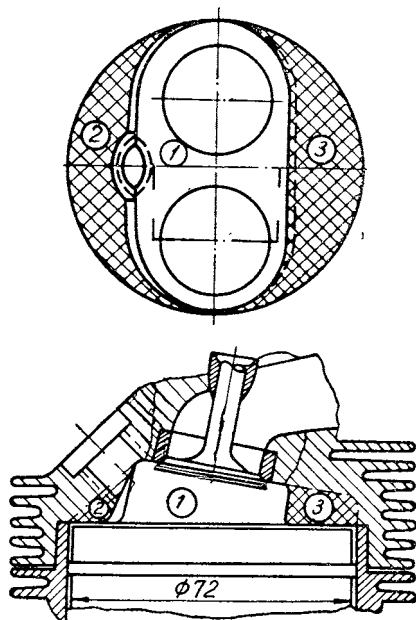
Опыты проводились на специальной установке, которая позволяла изменять температуру стенок головок и цилиндров в широких пределах посредством использования вентилятора с не зависимым от двигателя приводом, при поддержании температуры масла в картере двигателя, равной 75°C.

Результаты экспериментов были представлены в виде зависимостей различных параметров от состава смеси или нагрузки при постоянном значении средней температуры стенок камеры сгорания, равной 200°C, числе оборотов, соответствующем режиму максимального крутящего момента (2600 об/мин), и степени сжатия 7,0. Опережение зажигания для каждой точки устанавливалось оптимальным.

На фиг. 1 схематически показаны обследованные варианты полуклиновой камеры сгорания, а в табл. 1 — их геометрические параметры.

На фиг. 2 и в табл. 2 приведены данные, характеризующие влияние площади вытеснителей на индикаторные показатели и коэффициент наполнения двигателя при полной нагрузке и различных составах смеси.

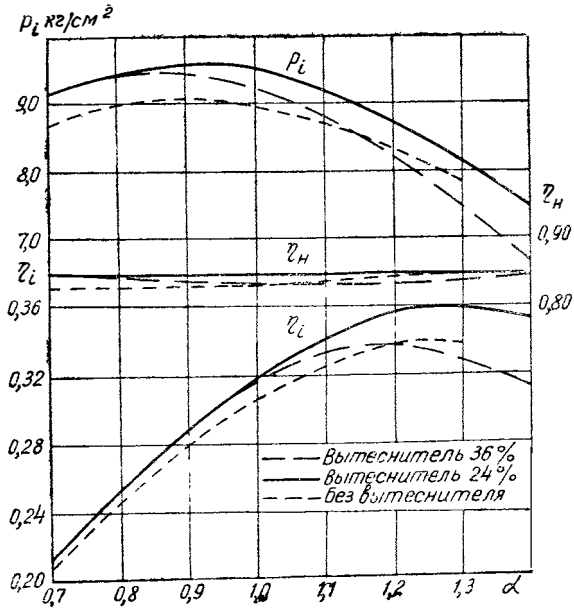
Из фиг. 2 и табл. 2 следует, что изменение площади вытеснителей в обследуемых пределах практически не влияет на коэффициент наполнения. Установка вытеснителя площадью 24% сопровождается повыше-



Фиг. 1. Схема камеры сгорания с вытеснителями 35 (1) и 24% (2) от площади поршня и без них (3).

Таблица 1

Геометрические параметры камеры сгорания	Варианты камеры сгорания		
	1-й	2-й	3-й
Площадь вытеснителей (в % от площади поршня):			
у свечи	12,0	—	—
против свечи	24,0	24,0	—
Высота зазора между вытеснителями и днищем поршня, мм	0,9	0,9	—
Объем заземленной части камеры между вытеснителями и днищем поршня (в % от полного объема камеры сгорания)	3,57	2,38	—
Отношение расстояния от свечи до наиболее удаленной точки камеры к диаметру цилиндра	0,625	0,625	0,835
Отношение площади поверхности камеры к ее объему (с учетом площади днища поршня), см ⁻¹	2,77	2,68	2,62



Фиг. 2. Зависимости индикаторных показателей и коэффициента наполнения от состава смеси на полной нагрузке.

Т а б л и ц а 2

Параметры и их размерность	Варианты камеры сгорания					
	1-й		2-й		3-й	
	$\alpha=0,9$	$\alpha_{\eta_{i\max}}=1,18$	$\alpha=0,9$	$\alpha_{\eta_{i\max}}=1,26$	$\alpha=0,9$	$\alpha_{\eta_{i\max}}=1,24$
η_n	0,835	0,835	0,845	0,835	0,830	0,845
η_i	0,288	0,337	0,288	0,358	0,280	0,339
$\frac{\eta_{i_n}}{\eta_{i_3}}\%$	103,0	99,5	103,0	106,0	100,0	100,0
p_i кг/см ²	9,45	8,40	9,55	8,45	9,1	8,15
$\frac{p_{i_n}}{p_{i_3}}\%$	104,0	103,0	105,0	103,5	100,0	100,0

Примечание. В данной и в последующих таблицах под индексом n понимается номер соответствующего варианта камеры сгорания.

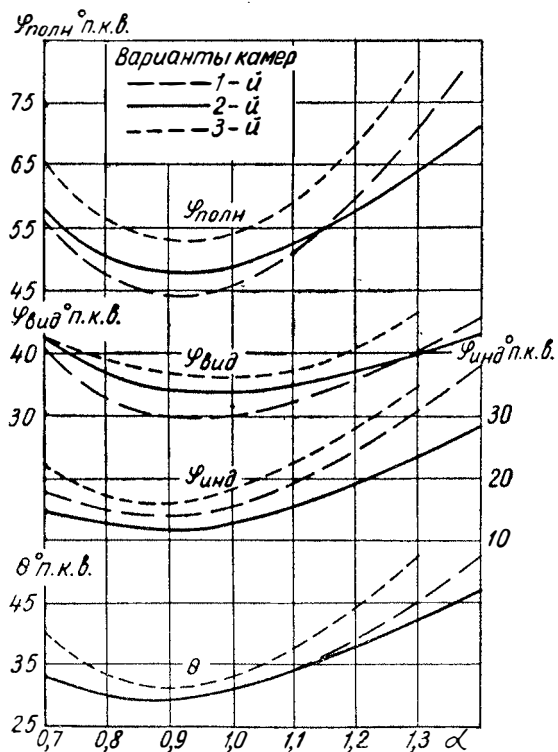
нием индикаторных показателей на 3—6%. Установка дополнительного вытеснителя площадью 12% не приводит к дальнейшему изменению показателей на богатых составах смеси, а на бедных составах смеси сопровождается существенным снижением η_i и соответственно p_i .

Известно, что индикаторная работа цикла или индикаторный к. п. д. (при $\alpha = \text{const}$) зависит от значений и характера изменения коэффициента активного теплоиспользования по углу поворота коленчатого вала на участке сгорание—расширение. Продолжительность полного сгорания $\varphi_{\text{полн}}$ складывается из периодов скрытого $\varphi_{\text{инд}}$ и видимого сгорания $\varphi_{\text{вид}}$. Окончание видимого сгорания условно принимается в точке индикаторной диаграммы, соответствующей максимальной, осредненной по всему объему температуре цикла. По продолжительности этого периода и значению коэффициента теплоиспользования ξ_T в точке T_{max} судят о динамике теплоиспользования.

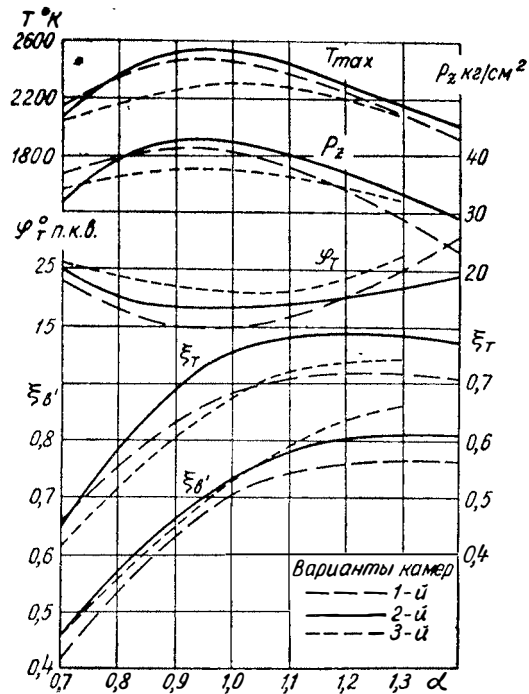
На фиг. 3 и 4 и в табл. 3 приведены данные по влиянию величины вытеснителей на основные параметры процесса при различных составах смеси.

Из фиг. 3 и 4 и табл. 3 следует, что установка вытеснителя площадью 24% и затем установка дополнительного вытеснителя площадью 12% приводит к некоторому сокращению периода $\varphi_{\text{вид}}$ (и $\varphi_{\text{полн}}$) и приближению его окончания к в. м. т. (φ_T уменьшается), что сопровождается повышением давления p_z и температуры цикла T_{max} . При этом происходит перераспределение теплоиспользования в цикле: увеличивается относительная доля тепла, выделившегося к окончанию периода видимого сгорания (ξ_T), и уменьшается доля тепла, выделившегося к началу открытия выпускного клапана (ξ_b). Вместе с этим изменение значения ξ_T не следует за изменением $\varphi_{\text{вид}}$. Так, установка вытеснителя площадью 24% ведет к увеличению ξ_T при $\alpha = 0,9$ на 15% и при $\alpha = 1,2$ — на 5,5%. Установка второго вытеснителя площадью 12% сопровождается снижением ξ_T (по сравнению с его значением при площади вытеснителя 24%) при $\alpha = 0,9$ на 9% и при $\alpha = 1,2$ — на 8%.

На двигателе с камерой сгорания без вытеснителей догорание после точки T_{max} вплоть до начала открытия выпускного клапана сопровождается превышением подвода тепла над отводом в стенки цилиндра ($\xi_b > \xi_T$; значения $\Delta\xi$ положительны); с обеднением состава смеси доля тепла, выделившегося после точки, соответствующей T_{max} , возрастает. Наличие вытеснителей приводит к улучшению теплоиспользования: при



Фиг. 3. Зависимости оптимального угла опережения зажигания и продолжительности периодов сгорания от состава смеси на полной нагрузке.



Фиг. 4. Зависимости коэффициентов теплоспользования, максимальной температуры и давления цикла от состава смеси на полной нагрузке.

Т а б л и ц а 3

Параметры и их размерность	Варианты камеры сгорания					
	1-й		2-й		3-й	
	$\alpha=0,9$	$\alpha=1,2$	$\alpha=0,9$	$\alpha=1,2$	$\alpha=0,9$	$\alpha=1,2$
ξ_T	0,63	0,72	0,69	0,78	0,60	0,74
$\frac{\xi_{Tn}}{\xi_{T3}} \%$	105	97	115	105,5	100	100
$\xi_{b'}$	0,625	0,760	0,660	0,800	0,640	0,840
$\frac{\xi_{b'n}}{\xi_{b'3}} \%$	97,7	90,5	103,0	95,5	100	100
ξ_{30°	0,690	0,780	0,690	0,800	0,615	0,750
$\frac{\xi_{30^\circ n}}{\xi_{30^\circ 3}} \%$	112	104	112	106,5	100	100
$\Delta\xi = \frac{\xi_{b'} - \xi_T}{\xi_{b'}} \%$	-1,62	5,27	-4,55	2,50	6,25	11,90

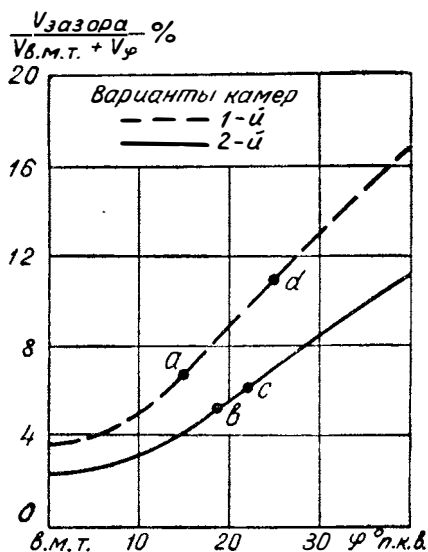
Примечание. При вычислении коэффициентов активного теплоиспользования количество тепла, подведенного за цикл, определялось по теплотворной способности введенного в цикл топлива. Влияние теплообмена со стенками не учитывалось.

бедных составах смеси значения $\Delta\xi$ оказываются меньшими, а при $\alpha=0,9$ —отрицательными. Однако увеличение площади вытеснителей эффективно лишь до некоторого предела. Так, изменение площади с 24 до 36% приводит к повышению значений $\Delta\xi$, т. е. к увеличению доли тепла, выделившегося после точки T_{\max} как на бедных, так и на богатых составах смеси.

На фиг. 5 показано изменение относительного объема заземленной части камеры сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала. При положении поршня в в. м. т этот объем составляет всего 2—4% от общего объема камеры сгорания. Однако относительное количество несгоревшей части заряда, заключенного в заземленной части объема камеры, должно быть больше вследствие поджатия несгоревшей части заряда продвигающимся фронтом пламени.

Представим, что фронт пламени подходит к газору при угле поворота коленчатого вала, соответствующем окончанию периода видимого сгорания. Тогда в соответствии с тем, что при $\alpha=0,9$ увеличение площади вытеснителя с 24 до 36%

сопровождается уменьшением φ_T от 19 до 15° п. к. в. (см. фиг. 4), начало сгорания части заряда, находящегося в защищенной части камеры сгорания, приближается к в. м. т. Однако, как видно из фиг. 5, относительный объем под вытеснителем при этом увеличивается с 5 до 7% (точки *b* и *a*), что должно привести и к относительно большому количеству заряда, сгорающего в неблагоприятных условиях. При $\alpha=1,3$ то же изменение площади вытеснителей сопровождается увеличением φ_T от 22 до 25° п. к. в., что приводит к увеличению относительного объема в зазоре в момент подхода к нему фронта пламени от 6 до 11% (точки *c* и *d* на фиг. 5).



Фиг. 5. Зависимости изменения относительного объема между плоскостью вытеснителей и днищем поршня от угла поворота коленчатого вала.

терь в стенки цилиндра. Совместное действие этих факторов приводит к тому, что с увеличением площади вытеснителей значения ξ_b снижаются (см. фиг. 4, табл. 3).

Зависимости ξ_b от состава смеси и степени турбулизации заряда качественно подтверждаются результатами, полученными при определении внешнего теплового баланса.

В табл. 4 приведены данные по относительному теплоотводу в стенки цилиндра, оцениваемому коэффициентом использования тепла в момент открытия выпускного клапана ($1 - \xi_b$) и полученному в результате определения относительного количества тепла, отведенного в охлаждающий воздух $\left(\frac{Q_{\text{охл}}}{Q_{\text{топл}}}\right)$.

На фиг. 6 приведены зависимости параметров процесса от нагрузки двигателя, из которых видно, что при снижении на-

вытеснителем при этом увеличивается с 5 до 7% (точки *b* и *a*), что должно привести и к относительно большому количеству заряда, сгорающего в неблагоприятных условиях. При $\alpha=1,3$ то же изменение площади вытеснителей сопровождается увеличением φ_T от 22 до 25° п. к. в., что приводит к увеличению относительного объема в зазоре в момент подхода к нему фронта пламени от 6 до 11% (точки *c* и *d* на фиг. 5).

Таким образом, повышение турбулизации заряда посредством установки вытеснителей способствует улучшению процесса и вместе с тем сопровождается увеличением догорания топлива на линии расширения и увеличением тепловых потерь

грузки примерно до 35% и оптимальном (экономическом) регулировании индикаторный к. п. д. снижается на 8—12%, а предел эффективного обеднения смещается в сторону обогащения состава смеси.

Как известно [3; 4], при дросселировании индикаторная экономичность существенно зависит от факторов, определяющих стабильность и скорость процесса образования первичного очага пламени. С прикрытием дросселя увеличивается количество остаточных газов в смеси, (при $\alpha > 1,0$ — инертных), что совместно с уменьшением плотности заряда (главным образом за счет уменьшения давлений) приводит к ухудшению условий его воспламенения. Увеличение общей продолжительности сгорания, в свою очередь, приводит к необходимости увеличивать угол опережения зажигания. В результате по мере снижения нагрузки возрастает степень неравномерности последовательных циклов, что ведет к увеличению относительных тепловых потерь и, в частности, к снижению значения ξ_T .

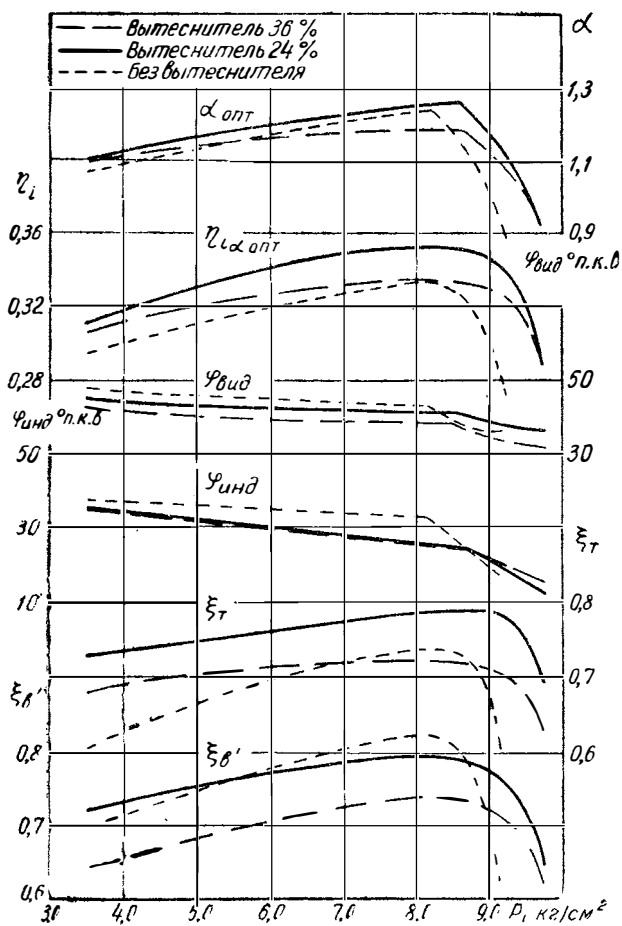
Т а б л и ц а 4

Варианты камеры сгорания	$\alpha = 0,9$		$\alpha = 1,2$	
	$1 - \frac{\xi_{b'}}{\eta_{хим}}$	$\frac{Q_{охл}}{Q_{топл}}$	$1 - \xi_{b'}$	$\frac{Q_{охл}}{Q_{топл}}$
1-й	0,27	0,187	0,240	0,225
2-й	0,24	0,180	0,195	0,225
3-й	0,25	0,175	0,160	0,190

П р и м е ч а н и е. $\eta_{хим}$ — коэффициент химической неполноты сгорания, определенный по уравнению $\eta_{хим} = 1 - \frac{\Delta H_{u_{хим}}}{H_u} = 1 - 1,34(1 - \alpha)$.

Продолжительность полного сгорания $\varphi_{полн}$ со снижением нагрузки возрастает главным образом вследствие удлинения скрытого периода сгорания $\varphi_{инд}$. Увеличением угла опережения зажигания при этом удастся сохранить практически без изменения положение относительно в. м. т. конца $\varphi_{инд}$. В результате этого изменение периода видимого сгорания с уменьшением нагрузки определяется лишь увеличением значения угла, соответствующего наибольшей средней температуре цикла (φ_T). Однако из-за условности в определении окончания сгорания по точке наибольшей температуры цикла для исчерпывающей характеристики совершенства процесса су-

щественным является рассмотрение полной характеристики теплоиспользования $\xi = f(\varphi)$.

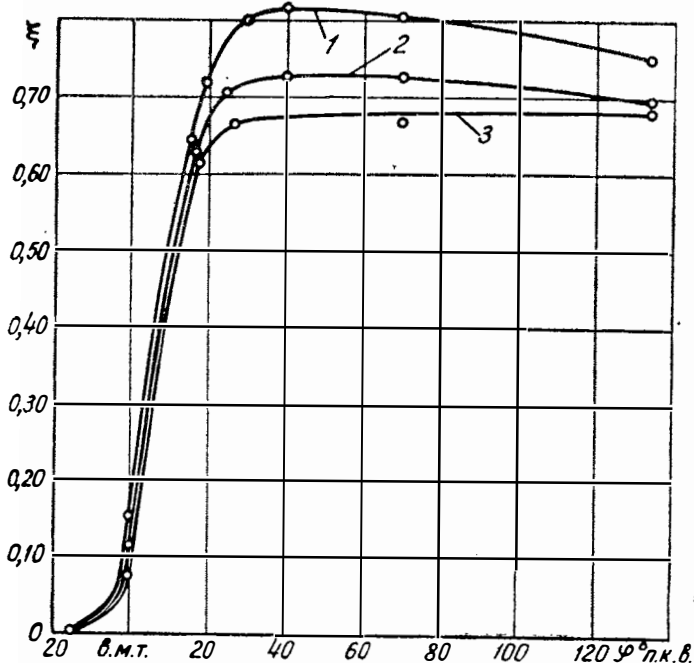


Фиг. 6. Зависимости основных параметров, определяющих протекание процесса, от нагрузки.

На фиг. 7 показано влияние дросселирования на динамику теплоиспользования в двигателе с 1-м вариантом камеры сгорания, из которой видно, что по мере дросселирования использование введенного в цикл тепла ухудшается. Действительно, при полной нагрузке период, когда подвод тепла к

рабочему телу превосходит потери его в стенки, продолжает-ся до 40° п. к. в., при нагрузке около 60% от полной ($\Delta h_{\text{вп.тр}} = 220$ мм рт. ст.) эта точка сдвигается до 60° п. к. в., а при нагрузке менее 35% ($\Delta h_{\text{вп.тр}} = 340$ мм рт. ст.) процесс сгорания не заканчивается и к моменту открытия выпускного клапана.

Относительное количество тепла, теряемого в стенки цилиндра ($1 - \xi_{b'}$), не всегда увеличивается с уменьшением нагрузки — например, в двигателе МЗМА-407 величина ($1 - \xi_{b'}$) не зависит от нагрузки [4]. Это связано с тем, что изменение относительных потерь с уменьшением нагрузки зависит от индивидуальных конструктивных особенностей двигателя.



Фиг. 7. Характеристики активного теплоиспользования, полученные на двигателе с 1-м вариантом камеры сгорания:
 1 — нагрузка 100%, $\alpha = 1,18$; 2 — нагрузка 60%, $\alpha = 1,11$; 3 — нагрузка 35%, $\alpha = 1,0$.

Что касается температур цикла, то со снижением нагрузки повышаются значения температуры смеси в конце тактов впуска и сжатия. Однако температуры T_{max} , на значение которой большее влияние оказывают факторы, определяющие химическую сторону сгорания (например, состав смеси), не-

жели физические условия протекания процесса (наличие остаточных газов, давления цикла и пр.), с уменьшением нагрузки практически не изменяется.

Рассмотренные связи справедливы для работы двигателя при $\alpha > 1,0$. С обогащением состава смеси зависимость η_i от нагрузки становится менее выраженной. При $\alpha < 0,9$ уменьшение нагрузки вплоть до 35% от полной практически не сопровождается изменением η_i . Аналогичные результаты получены и в других исследованиях [3; 4].

Как было указано выше, применение в камере сгорания вытеснителя площадью 24% приводит к некоторому повышению p_i и η_i при полной нагрузке во всем рабочем диапазоне изменения α . Применение дополнительного вытеснителя площадью 12% практически не оказывает влияния на работу двигателя при мощностном составе смеси, но приводит к существенному понижению η_i при работе двигателя на бедных составах смеси.

Связи, установленные при работе двигателя на полной нагрузке, могут быть распространены, как это следует из фиг. 6, и на частичные нагрузки. Действительно, в рассмотренных пределах изменения нагрузки при $\alpha = 0,9$ установка вытеснителя площадью 24% сопровождается повышением η_i примерно на 5%. Установка дополнительного вытеснителя не приводит к дальнейшему изменению η_i . При работе двигателя на пределе эффективного обеднения установка вытеснителя 24% ведет к увеличению η_i примерно на 6%, установка дополнительного вытеснителя сопровождается снижением η_i на 2—5%. В результате вариант камеры с вытеснителями площадью 36% по экономическим показателям превосходит камеру без вытеснителей лишь при нагрузках меньше 50% от полной и хуже варианта камеры с вытеснителем площадью 24% при всех частичных нагрузках.

Из фиг. 6 видно, что в соответствии с изменением η_i наибольшие значения ξ_r относятся к камере сгорания с вытеснителем площадью 24%.

При дросселировании снижается уровень турбулизации заряда на входе в цилиндр. В связи с этим благоприятное воздействие турбулизации заряда от вытеснителей на процесс сгорания при уменьшении нагрузки возрастает. Об этом свидетельствует уменьшение интенсивности снижения величины ξ_r по мере дросселирования при установке в камеру сгорания вытеснителей площадью 24% и затем 36%. Так, снижение нагрузки от полной до $p_i = 3,5 \text{ кг/см}^2$ сопровождается уменьшением величины ξ_r на двигателе с камерой сгорания

без вытеснителя, с вытеснителями площадью 24 и 36% соответственно на 21; 8 и 6%. Вместе с этим существенное увеличение тепловых потерь в стенки наблюдается лишь у двигателя с камерой сгорания, площадь вытеснителя которой составляет 36%. Коэффициент ξ_b в этом случае оказывается ниже его значения, полученного на двигателе с камерой сгорания без вытеснителей примерно на 8%.

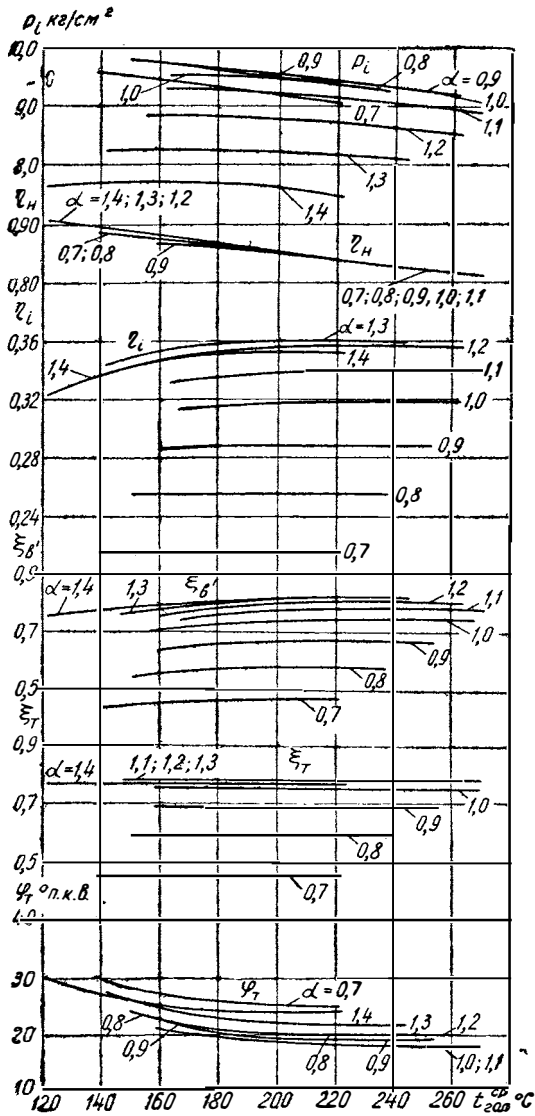
Изложенное, как указывалось, относится к исследованию процесса при постоянном значении средней температуры стенок камеры сгорания (200°C). Вместе с тем двигатели воздушного охлаждения удовлетворительно работают в широком диапазоне изменения температур.

На фиг. 8 показано влияние средней температуры стенок камеры сгорания на некоторые параметры рабочего процесса.

Как видно, в пределах изменения $t_{гол}^{cp}$ от 120 до 250°C повышение температуры на 10°C приводит к снижению коэффициента наполнения на 0,7—1,0%, что близко совпадает с данными, полученными на двигателях водяного охлаждения при более низких значениях температуры стенок головок. Значение индикаторного к. п. д. при относительно богатых смесях ($\alpha < 0,9$) практически не зависит от $t_{гол}^{cp}$; при $\alpha > 0,9$ повышение $t_{гол}^{cp}$ до 180—190°C сопровождается увеличением η_i и тем большим, чем беднее смесь. Так, повышение $t_{гол}^{cp}$ от 140 до 190°C при $\alpha = 0,9$ приводит к увеличению η_i на 1% и при $\alpha = 1,2$ — на 4%. Дальнейшее увеличение температуры не приводит к изменению η_i .

Подробное рассмотрение влияния температурного уровня двигателя показало, что повышение $t_{гол}^{cp}$ от 140 до 250°C сопровождается незначительным сокращением продолжительности сгорания и уменьшением угла опережения зажигания; на значения максимальных давления и температуры цикла, а также ξ_T изменение $t_{гол}^{cp}$ влияния не оказывает. Вместе с тем повышение $t_{гол}^{cp}$ приводит к уменьшению относительных тепловых потерь в стенки цилиндра, что выражается увеличением значения ξ_b . С обеднением состава смеси зависимость ξ_b от температурного уровня стенок становится заметнее. Так, повышение $t_{гол}^{cp}$ от 140 до 190°C сопровождается увеличением ξ_b при $\alpha = 0,9$ на 4,5% и при $\alpha = 1,2$ — на 8%; дальнейшее повышение $t_{гол}^{cp}$ не ведет к изменению ξ_b .

Полученные зависимости распространяются и на частичные нагрузки. Так, при нагрузке 35% от полной повышение



Фиг. 8. Зависимости некоторых параметров от средней температуры стенок камеры сгорания.

$t_{\text{гол}}^{\text{ср}}$ от 120 до 180°С сопровождается повышением ξ_b , и, как следствие, увеличением на 2% индикаторного к. п. д. Дальнейшее повышение $t_{\text{гол}}^{\text{ср}}$ к изменению параметров цикла не приводит.

* *
*

Увеличение турбулизации заряда, происходящее при установке в камере сгорания вытеснителей, приводит к повышению индикаторных показателей двигателя.

Увеличение площади вытеснителей ограничивается (раньше, чем наступает уменьшение наполнения вследствие изменения условий входа заряда в цилиндр) ухудшением протекания процесса, которое выражается в увеличении догорания топлива на линии расширения и повышении тепловых потерь в основной фазе сгорания. Это связано с тем, что установка вытеснителей сопровождается появлением в камере сгорания «защемленного» объема между плоскостью вытеснителей и днищем поршня, процесс сгорания в котором протекает существенно хуже, чем в основном объеме камеры.

Увеличение площади вытеснителя в камере сгорания полуклинового типа на двигателе автомобиля «Запорожец» до 24% от площади поршня сопровождается повышением η_i и p_i примерно на 4%. Дальнейшее увеличение площади вытеснителей до 36% ведет к снижению к. п. д. сгорания в его основной фазе (ξ_r). При $\alpha < 1,1$ это компенсируется приближением окончания видимого сгорания к в. м. т., в результате чего η_i практически сохраняется таким же, как и при вытеснителе площадью 24%. При $\alpha > 1,1$ снижение к. п. д. сгорания основной фазы, сопровождаемое значительным ухудшением динамики теплоиспользования, приводит к существенному падению η_i .

Дросселирование при оптимальном (экономическом) регулировании двигателя сопровождается снижением к. п. д. сгорания в основной фазе (при незначительном увеличении ее продолжительности), ухудшением динамики теплоиспользования, повышением относительных потерь в стенку и вследствие этого понижением η_i . С обогащением смеси указанные зависимости оказываются менее выраженными. Благоприятное воздействие турбулизации на процесс с прикрытием дросселя возрастает. Однако, так же как и при полной нагрузке, увеличение площади вытеснителя, прямо влияющее на интенсивность турбулизации, ограничивается размерами защемленной части камеры сгорания. Так, при нагрузке, рав-

ной 60—65% от полной, установка вытеснителя площадью 24% ведет к повышению η_i примерно на 6%, увеличение площади вытеснителей до 36% снижает η_i на 2%.

На параметры рабочего процесса большее влияние оказывают газодинамические факторы, нежели температурный режим двигателя. Влияние температуры стенок камеры сгорания практически проявляется лишь в уменьшении относительных тепловых потерь в стенки с повышением температуры. Это выражается повышением значения коэффициента теплоиспользования ξ_b и соответствующим возрастанием η_i .

ЛИТЕРАТУРА

1. Рикардо Т. Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1960.
 2. Золотаревский В. С. Влияние степени сжатия на рабочий процесс двигателя ГАЗ-51. «Автомобильная промышленность», № 5, 1957.
 3. Шикунина Н. М. Исследование экономичности карбюраторного двигателя на дроссельных режимах и экономических составах смеси. Автореферат диссертации. Москва, 1961.
 4. Черняк Б. Я. Рабочий процесс и экономичность карбюраторного двигателя на частичных нагрузках. «Автотракторное и сельскохозяйственное машиностроение», № 5, 1962.
-

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ВЫСОКОГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

ВВЕДЕНИЕ

Опыт эксплуатации автомобильного транспорта в высокогорных условиях и проведенные исследования показали, что с увеличением высоты мощность карбюраторных двигателей резко снижается, а удельные расходы топлива значительно возрастают. Помимо этого снижается и эффективность действия системы охлаждения.

Наличие в Советском Союзе обширных высокогорных районов (Кавказ, Памир, Алтай и др.) вызывает необходимость в проведении работ, направленных на повышение мощности и топливной экономичности карбюраторных двигателей, работающих в этих условиях.

Вопросы работы автомобильных карбюраторных двигателей в высокогорных условиях без наддува изложены в трудах ряда авторов: канд. техн. наук Г. П. Лызо [7], проф. В. В. Махалдиани [8], канд. техн. наук А. Швец [17] и др.

Проблема же применения наддува автомобильных двигателей в высокогорных условиях, если не считать единичных экспериментов и общих кратких соображений, высказываемых отдельными авторами, до сих пор обследована еще очень мало.

Большой опыт в этой области имеет авиационное двигателестроение. Однако автомобильные двигатели имеют специфические особенности как в конструкции, так и в режимах работы (широкий диапазон нагрузок и оборотов), которые

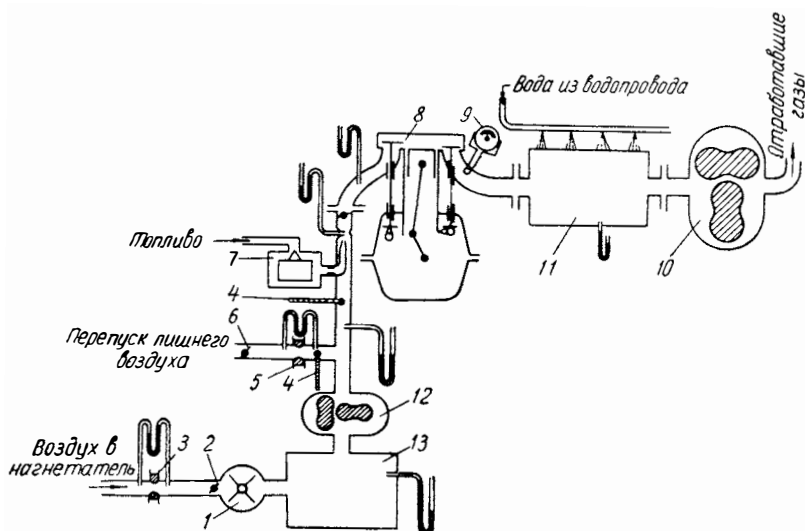
не позволяют ограничиться использованием опыта, накопленного в авиации.

Целью настоящей работы было обследование работы карбюраторного двигателя с наддувом в высокогорных условиях, а также изучение ряда вопросов, недостаточно освещенных в ранее проведенных исследованиях.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА

Для экспериментальных исследований была создана установка, позволявшая проводить испытания при имитации высотных условий как на впуске воздуха (или смеси), так и на выпуске отработавших газов в диапазоне высот от 0 до 6000 м. Установка состояла из (фиг. 1):

- 1) тормозного гидравлического стенда;
- 2) пускового электромотора;
- 3) установки для создания разрежения на всасывании;
- 4) устройства для создания разрежения на линии выпуска отработавших газов;



Фиг. 1. Схема установки для испытания двигателя в высокогорных условиях (для снятия высотных характеристик с наддувом):

1 — воздухомер объемного типа; 2 — кран для создания разрежения на всасывании; 3 — шайба для замера расхода воздуха; 4 — термометры; 5 — шайба для замера количества сбрасываемого в атмосферу воздуха; 6 — заслонка для регулировки давления наддува; 7 — карбюратор; 8 — двигатель ЗИЛ-120; 9 — термометр для замера температуры отработавших газов; 10 — стационарный нагнетатель, работающий на отсос (для создания разрежения на выпуске); 11 — охладитель отработавших газов; 12 — нагнетатель для создания наддува типа ЯАЗ ($V_H = 3,44 \text{ л}$); 13 — ресивер.

- 5) пульты управления с приборами;
- 6) устройства для индицирования двигателя.

Индицирование двигателя производилось точечным электропневматическим индикатором переменного давления с датчиком мембранного типа, имеющим водяное охлаждение.

Объектом для испытаний служил шестицилиндровый четырехтактный карбюраторный двигатель ЗИЛ-120.

Перед испытаниями заводская регулировка карбюратора была уточнена по регулировочным характеристикам, а при монтаже он был герметизирован.

Двигатель испытывался без коробки перемены передач, компрессора и вентилятора. Вакуум-корректор при испытаниях был отключен.

При испытаниях двигателя с наддувом на него устанавливался объемный нагнетатель типа ЯАЗ с рабочим объемом (теоретической подачей за один оборот) $V_H = 3,44$ л. Торцевой зазор нагнетателя со стороны, противоположной приводу, для компенсации термического расширения при высоких значениях $p_K - p_H$ был увеличен на 0,15 мм.

Переделки в двигателе свелись к замене крышки и щитка крышки распределительных шестерен и коллектора. Для привода нагнетателя на впуске была дополнительно установлена шестерня, зацеплявшаяся с шестерней распределительного вала. Кроме того, был изменен привод нагнетателя. Нагнетатель для создания разрежения на выпуске устанавливался на выпускной трубе и изолировался от нее теплоизоляционной прокладкой. Во время испытаний при $p_K - p_0 = 0$ подогрев рабочего тела от выпускного коллектора не превышал 3—5°C. Передача движения от двигателя к этому нагнетателю осуществлялась при помощи трех клиновидных ремней, натяжение которых производилось специальным роликом.

Проведение испытаний и определение основных показателей работы двигателя в высокогорных условиях без наддува и с наддувом производилось в соответствии с ГОСТом. В основу методики замера расхода воздуха были положены «Правила № 169 по измерениям расхода жидкостей, газов и пара при помощи сопел и диафрагм».

Индикаторные показатели двигателя определялись индицированием и методом последовательного отключения цилиндров.

При испытаниях снимались скоростные, регулировочные и высотные (изменение мощности и расхода топлива в зависимости от высоты при постоянном числе оборотов) характеристики на режиме полного дросселя.

При работе без наддува использовался бензин с октановым числом 66, при работе с наддувом — бензин с октановым числом 70 или 50%-ная смесь этих бензинов. Свечи зажигания двигателя ЗИЛ-120 ввиду появления при работе с наддувом калильного зажигания были заменены свечами с калильным числом 175—225.

РАБОТА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ВЫСОКОГОРНЫХ УСЛОВИЯХ БЕЗ НАДДУВА

Мощность двигателя

Из анализа развернутого уравнения эффективной мощности двигателя

$$N_{эН} = \frac{30}{632} V_h \frac{h_u}{\alpha_H l_0} \gamma_{вН} \eta_{iН} \eta_{vН} n \eta_{mН} \text{ л. с}^* \quad (1)$$

следует, что с изменением высоты изменяются следующие величины: удельный вес воздуха $\gamma_{вН}$, коэффициент состава смеси α_H индикаторный и механический коэффициенты полезного действия $\eta_{iН}$ и $\eta_{mН}$ и коэффициент наполнения $\eta_{vН}$. Изменение указанных величин связано с уменьшением барометрического давления, понижением температуры воздуха и его влажности по мере увеличения высоты.

Т а б л и ц а 1

Высота над уровнем моря	По таблицам международной атмосферы (МСА)				При $T_H = \text{const}$			
	p_H мм рт.ст.	T_H °К	$\gamma_{вН}$ кг/м ³	$\frac{\gamma_{вН}}{\gamma_{в0}}$ 100%	p_H мм рт.ст.	T_H °К	$\gamma_{вН}$ кг/м ³	$\frac{\gamma_{вН}}{\gamma_{в0}}$ 100%
H_0^*	760,0	288,0	1,225	100	760,0	288	1,225	100
H_1	674,1	281,5	1,112	90,7	674,1	288	1,080	88
H_2	596,2	275,0	1,000	82,1	596,2	288	0,955	78
H_3	525,8	268,5	0,909	74,2	525,8	288	0,850	69
H_4	462,2	262,0	0,819	66,8	462,2	288	0,745	61
H_5	405,0	255,5	0,736	60,0	405,0	288	0,650	53

* Индексы при H означает высоту над уровнем моря в тыс. м.

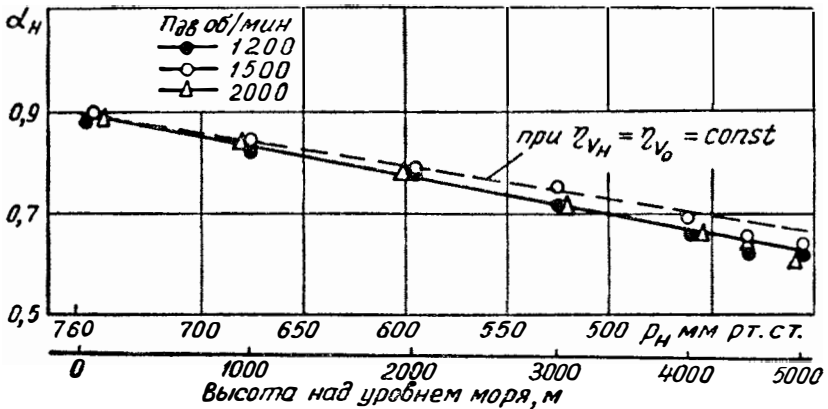
Удельный вес воздуха по данным международной стандартной атмосферы изменяется в зависимости от высоты следующим образом (табл. 1).

* Индекс H и O соответственно относятся к случаям работы двигателя на высоте и на уровне моря.

При проведении настоящих исследований температура воздуха была принята постоянной и равнялась 288°K.

В автомобильных двигателях, карбюраторы которых не имеют специальной высотной коррекции состава смеси, смесь по мере увеличения высоты постепенно обогащается.

Экспериментальные значения α_H для разных высот приведены на фиг. 2, из данных которой видно, что интенсивность обогащения примерно одинакова для диапазона оборотов 1200—2000 в 1 мин и составляет в среднем 6% на каждые 1000 м увеличения высоты.



Фиг. 2. Изменение коэффициента избытка воздуха в зависимости от высоты.

Переобогащение смеси во избежание дополнительного снижения мощности потребовало корректирования угла опережения зажигания. Наивыгоднейший угол опережения зажигания для высот 4000 и 5000 м при 1200 об/мин составил соответственно 14—16 и 16—18 град против 7 град для высоты, близкой к h_0 .

При исследованиях угол опережения зажигания во всех случаях подбирался наивыгоднейшим.

Изменение коэффициента наполнения при изменении высоты, на которой работает двигатель, может быть определено из уравнения [1]

$$\frac{\eta_{V_H}}{\eta_{V_0}} = \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{a}{b}} \cdot \sqrt{\frac{p_{r_H}}{p_H}}}{\varepsilon - \sqrt{\frac{a}{b}} \cdot \sqrt{\frac{p_{r_0}}{p_0}}}, \quad (2)$$

где

a — коэффициент, характеризующий перепад между давлением в цилиндре в процессе выпуска и давлением в сборнике отработавших газов;

b — коэффициент, характеризующий перепад между давлением в цилиндре в конце процесса наполнения и давлением воздуха на всасывании.

Коэффициенты a и b при постоянном числе оборотов практически не зависят от высоты и определяются из индикаторных диаграмм, снятых со слабой пружины;

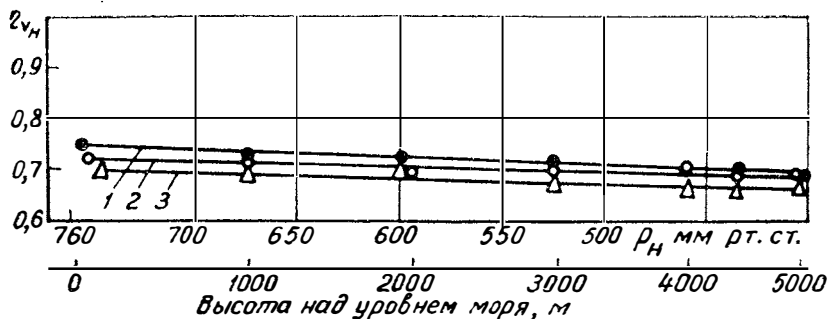
p_{r_H} и p_{r_0} — давления на выпуске перед глушителем (в нашем случае перед охладителем);

p_H и p_0 — давления поступающего воздуха перед карбюратором;

ϵ — степень сжатия.

Из анализа уравнения (2) следует, что η_{V_H} остается постоянным, если отношение $\frac{p_{r_H}}{p_H}$ не будет изменяться с высотой.

Однако, как показали опыты, наблюдается рост этого отношения с высотой, вследствие чего η_{V_H} постепенно уменьшается (фиг. 3).



Фиг. 3. Зависимость коэффициента наполнения двигателя от высоты при $n_{дв} = 1200$ (1), 1500 (2) и 2000 об/мин (3).

Приведенные материалы показывают, что снижение коэффициента наполнения невелико, ввиду чего в целях упрощения

уравнения (1) значения коэффициента наполнения принимаются постоянными для всего диапазона исследуемых высот, т. е. $\eta_{V_H} = \eta_{V_0}$.

Из уравнения

$$\eta_{i_H} = 23,4 \alpha_H \frac{l_0}{h_u} \cdot \frac{P_{i_H}}{\gamma_{вH} \eta_{V_H}} \quad (3)$$

следует, что при $\alpha_H = \text{const}$ индикаторный к. п. д. зависит от $\gamma_{вH} \eta_{V_H}$ и P_{i_H} , поскольку эти величины изменяются с высотой.

Однако отношение $\frac{P_{i_H}}{\gamma_{вH}}$ при $n = \text{const}$ остается примерно постоянным. А так как влияние уменьшения коэффициента наполнения при увеличении высоты на η_{i_H} незначительно, то при коррекции состава смеси его можно принимать постоянным для исследуемого диапазона высот. Обработка индикаторных диаграмм подтверждает этот вывод (табл. 2).

Т а б л и ц а 2

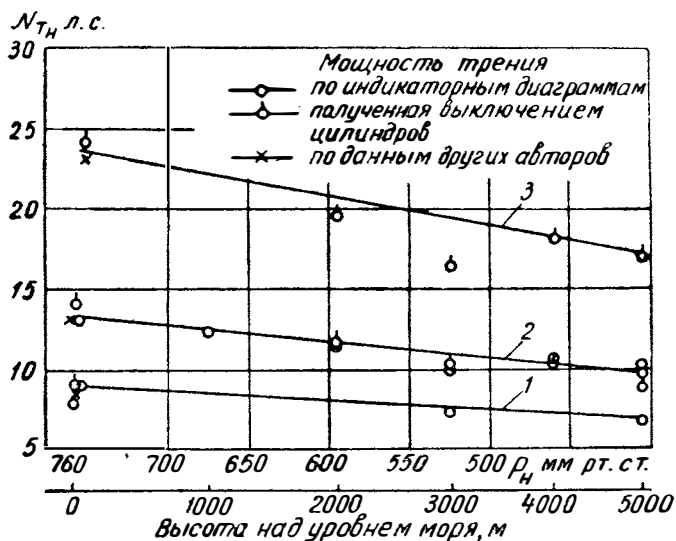
Высота над уровнем моря, м	Число оборотов двигателя в 1 мин					
	0	1000	2000	3000	4000	5000
	$\alpha \approx 0,85$					
1500	25,6	26,5	26,0	25,0	26,8	24,0
2000	27,7	26,8	26,9	27,9	27,8	26,6
	$\alpha \approx 1,05$					
1500	32,2	31,4	30,0	31,5	30,5	28,6
2000	32,5	31,0	32,1	32,0	32,2	31,2

При отсутствии коррекции смеси для подсчета мощности рекомендуется пользоваться введенным проф. М. М. Масленниковым понятием относительного коэффициента состава смеси η_α , представляющим отношение индикаторного к. п. д. при данном α к индикаторному к. п. д. при теоретическом составе смеси (при $\alpha = 1$), т. е.

$$\eta_{\alpha_H} = \frac{\eta_{i_H}}{\eta_{i_{(\alpha=1)}}} \quad (4)$$

Изменения механического к. п. д. η_{mH} в зависимости от высоты, на которой работает двигатель, определяются характером изменения мощности трения $N_{тH}$ и эффективной мощности $N_{эH}$.

Мощность трения обычно определяется экспериментальным путем. Существует мнение, что мощность трения двигателей, работающих со всасыванием воздуха из атмосферы, с увеличением высоты снижается примерно по линейному закону [6], что подтверждается данными, полученными из индикаторных диаграмм и методом выключения цилиндров (фиг. 4). Аналогичное снижение мощности трения имеет место и у авиационных поршневых двигателей (на 22—26% для высоты 5000 м).



Фиг. 4. Зависимость мощности трения двигателя от высоты при $n_{дв} = 1200$ (1), 1500 (2) и 2000 об/мин (3).

Одинаковое снижение мощности трения и индикаторной мощности при $\alpha = \text{const}$ и $T_H = \text{const}$ у автомобильных и авиационных двигателей позволяет использовать эмпирическую формулу, применяемую в авиационном моторостроении

для определения механического коэффициента полезного действия автомобильных двигателей:

$$\eta_{m_H} = \eta_{m_0} \left[1 - \frac{1 - \eta_{m_0}}{\eta_{m_0}} (1 - \varphi) \cdot \left(\frac{p_0}{p_H} \sqrt{\frac{T_H}{T_0}} \right) - 1 \right]$$

или при $T_H = T_0$

$$\eta_{m_H} = \eta_{m_0} \left[1 - \frac{1 - \eta_{m_0}}{\eta_{m_0}} (1 - \varphi) \cdot \left(\frac{p_0}{p_H} - 1 \right) \right], \quad (5)$$

где φ — числовой коэффициент (для шестицилиндрового двигателя $\varphi = 0,3 \div 0,4$).

Значения η_{m_H} подсчитываются по уравнению (5) при $\varphi = 0,35$ или определяются из индикаторных диаграмм. Падение η_{m_H} с высотой объясняется более интенсивным снижением N_{i_H} по сравнению со снижением N_{τ_H} .

Зная изменение с высотой отдельных параметров, входящих в уравнение (1), можно установить и изменение мощности, развиваемой двигателем на различных высотах.

Уравнение (1) после некоторых преобразований и с учетом уравнения (4) может быть написано в следующем виде:

$$N_{\varepsilon_H} = b N_{\varepsilon_0} \frac{\eta_{\alpha_H}}{\alpha_H} \cdot \frac{\gamma_{\beta_H}}{\gamma_{\beta_0}} \cdot \frac{\eta_{m_H}}{\eta_{m_0}} \text{ л. с.}, \quad (6)$$

где b — поправочный коэффициент, учитывающий замену мощности при $\alpha = 1$, мощностью при $\alpha = 0,85 \div 0,9$, равный: $b = \frac{1}{\eta_{\alpha}} \approx 0,98$ (при $\alpha = 0,90 \div 0,85$).

Отношение $\frac{\eta_{\alpha_H}}{\alpha_H} = \frac{\eta_{\alpha}}{\alpha}$ примерно (в пределах 2—3%) одинаково для всех углеводородных топлив.

При замене $\frac{\gamma_{\beta_H}}{\gamma_{\beta_0}}$ через $\frac{p_H}{p_0}$ и подстановке величины η_{m_H} из уравнения (5) получаем:

а) для двигателя без высотной коррекции состава смеси

$$N_{i_H} = b N_{i_0} \frac{\eta_{\alpha_H}}{\alpha_H} \cdot \frac{p_H}{p_0} \text{ л. с.}; \quad (7)$$

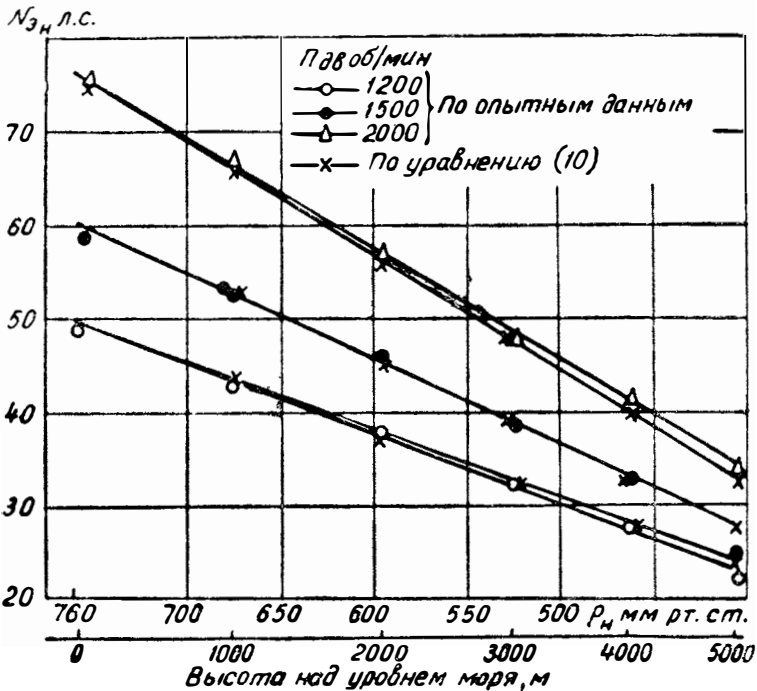
$$N_{эН} = b_{э0} \cdot \frac{\eta_{аН}}{\alpha_H} \left[\frac{p_H}{p_0} (1 + a) - a \right] \text{ л. с.}; \quad (8)$$

б) для двигателя с высотной коррекцией состава смеси ($\alpha = \text{const}$)

$$N_{iН} = N_{i_0} \frac{p_H}{p_0} \text{ л. с.}; \quad (9)$$

$$N_{эН} = N_{э0} \left[\frac{p_H}{p_0} (1 + a) - a \right] \text{ л. с.}, \quad (10)$$

где
$$a = \frac{1 - \eta_{m0}^{\frac{1}{\kappa}}}{\eta_{m0}} (1 - \varphi). \quad (10,1)$$

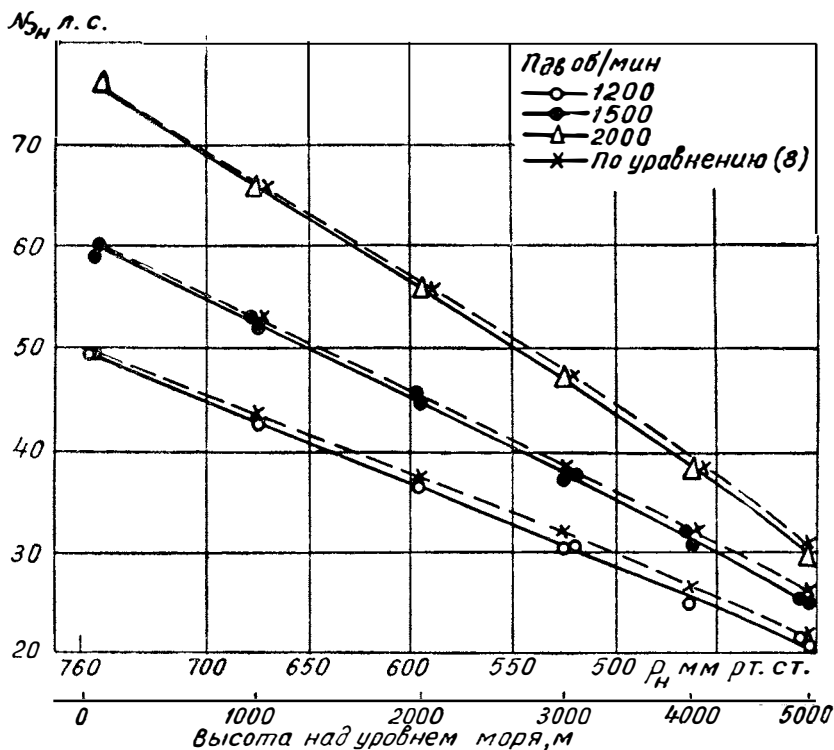


Фиг. 5. Изменение эффективной мощности двигателя при увеличении высоты (без коррекции состава смеси).

На фиг. 5 и 6 приведены графики изменения эффективной мощности двигателя в зависимости от высоты, построенные по расчетным и экспериментальным данным.

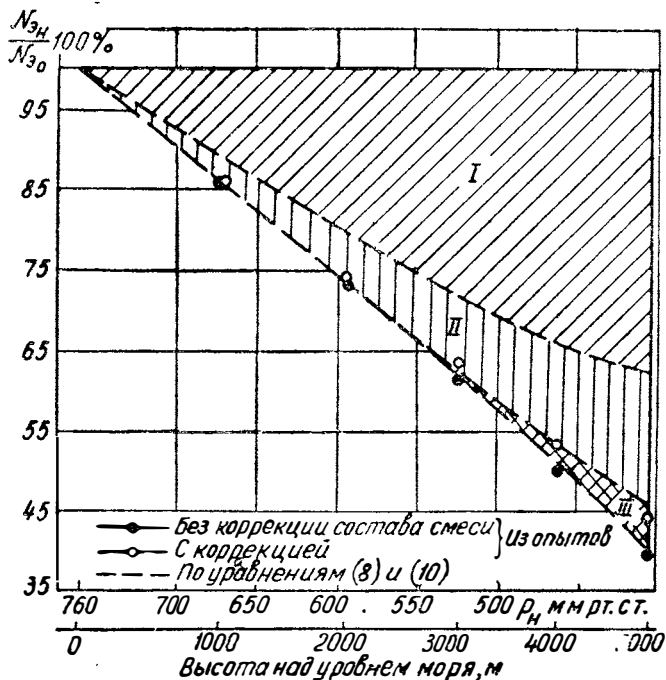
Из графиков следует, что снижение мощности двигателя составляет примерно 12% при работе без коррекции состава смеси и 11% при работе с коррекцией.

Согласно уравнению (6) на эффективную мощность двигателя в высотных условиях оказывают влияние изменение



Фиг. 6. Изменение эффективной мощности двигателя при увеличении высоты (с коррекцией состава смеси; $\alpha = 0,85$).

удельного веса воздуха, механического к. п. д., а для случая работы двигателя без высотной коррекции состава смеси также и изменение состава смеси.



Фиг. 7. Относительное изменение эффективной мощности двигателя при увеличении высоты:

I, II и III — потери мощности из-за снижения соответственно γ_{vH} , η_{mH} и α_H .

Относительное влияние отдельных факторов на снижение эффективной мощности показано на фиг. 7.

Топливная экономичность двигателя

По аналогии с предыдущим можно показать, что эффективный удельный расход топлива g_{eH} , характеризующий топливную экономичность двигателя в высотных условиях, может быть выражен следующими уравнениями:

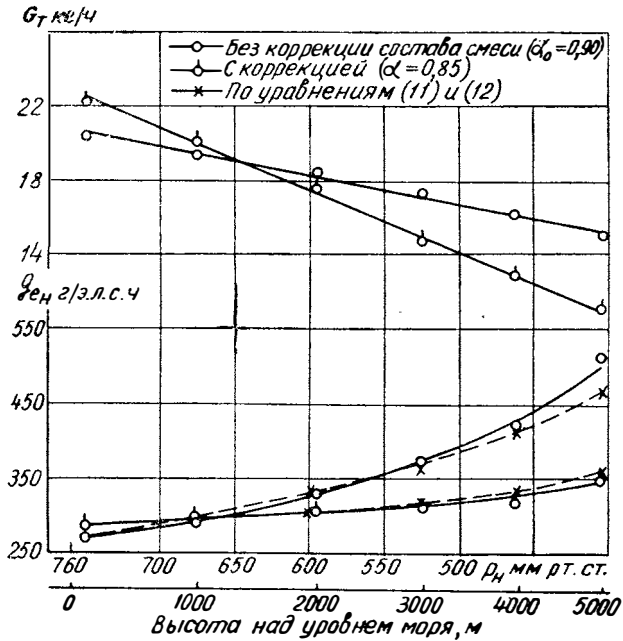
а) для двигателя без коррекции состава смеси

$$g_{eH} = \frac{g_{e0}}{\alpha_H \left[1 - \frac{1 - \eta_{m0}}{\eta_{m0}} (1 - \varphi) \cdot \left(\frac{p_0}{p_H} - 1 \right) \right]}; \quad (11)$$

б) для двигателя с коррекцией состава смеси

$$g_{eH} = \frac{g_{e0}}{1 - \frac{1 - \eta_{m0}}{\eta_{m0}} (1 - \varphi) \cdot \left(\frac{p_0}{p_H} - 1 \right)} \quad (12)$$

На фиг. 8 приведены кривые изменения удельных эффективных расходов топлива при 2000 об/мин, полученных экспериментальным и расчетным путями.



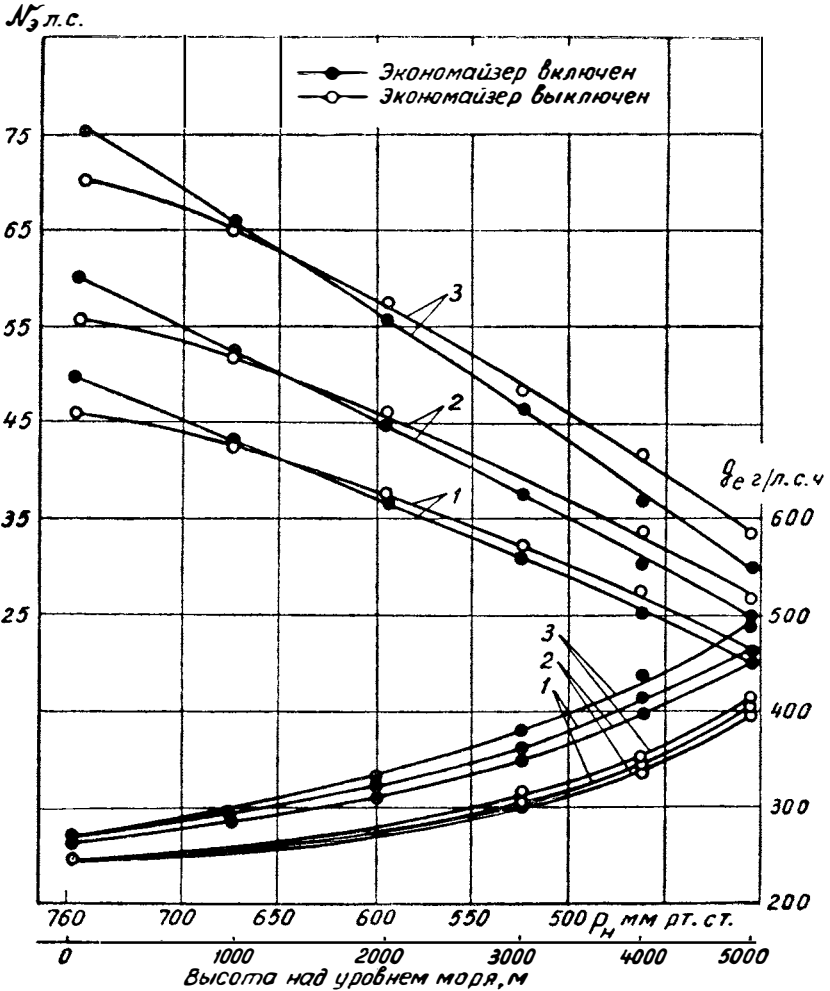
Фиг. 8. Часовые и удельные эффективные расходы топлива двигателем на различных высотах при $n_{дв} = 2000$ об/мин.

Выключение экономайзера на высотах, больших 1000 м, позволяет несколько повысить мощность и существенно снизить удельные эффективные расходы топлива (фиг. 9).

В некоторых случаях определение расходов топлива может производиться (в мг на цикл на 1 л рабочего объема двигателя) по методу, предложенному проф. И. М. Лениным:

а) для двигателя без высотной коррекции состава смеси

$$\Delta G_{\tau_H} = \Delta G_{\tau_0} \frac{\frac{P_H}{P_0}}{\frac{\alpha_H}{\alpha_0}} \text{ мг/л.цикл,} \quad (13)$$



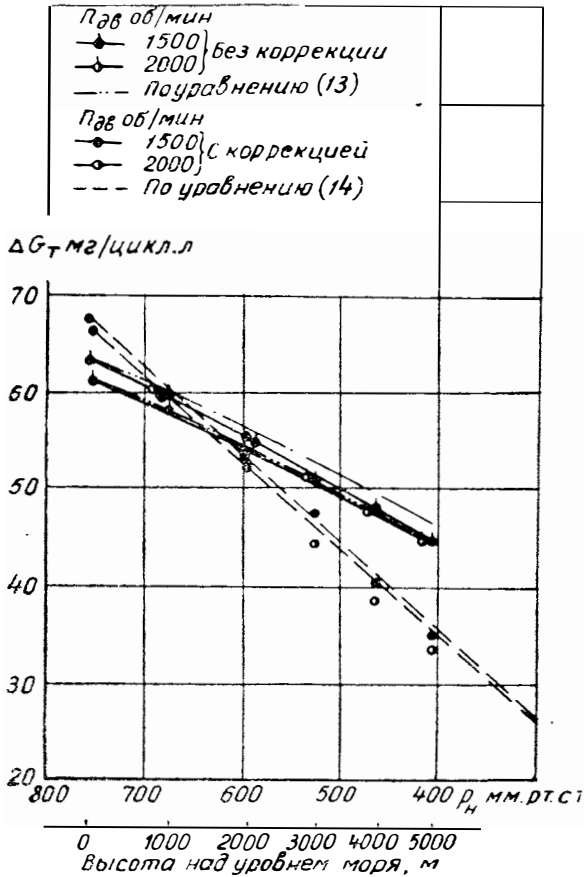
Фиг. 9. Эффективная мощность и удельные эффективные расходы топлива двигателем на различных высотах при включенном и выключенном экономайзере и $n_{дв} = 1200$ (1), 1500 (2) и 2000 об/мин (3).

где ΔG_{T_H} и ΔG_{T_0} — цикловые расходы топлива на высоте H и на уровне моря;

б) для двигателя с высотной коррекцией состава смеси

$$\Delta G_{T_H} = \Delta G_{T_0} \cdot \frac{P_H}{P_0} \text{ мг/л} \cdot \text{цикл.} \quad (14)$$

Результаты расчетов по уравнениям (13) и (14) приведены на фиг. 10.



Фиг. 10. График расходов топлива двигателем (в мг/цикл.л) на различных высотах.

Способы повышения мощности и топливной экономичности двигателя, работающего в высотных условиях

Как показано выше, при работе стандартного автомобильного двигателя в высотных условиях существенно увеличиваются удельные расходы топлива и резко снижается его мощность. Это удорожает стоимость перевозок, затрудняет эксплуатацию автомобилей и вызывает их преждевременный износ. Поэтому повышение мощности автомобильных двигателей при их использовании в высокогорных условиях является вопросом большой важности.

Повышение мощности двигателя при его работе в высокогорных районах может идти по пути повышения степени сжатия и применения наддува.

Повышение степени сжатия на двигателях, применяемых в высотных условиях, может дать определенный эффект. Однако прирост мощности, который удается получить при повышении степеней сжатия, применяемых на современных двигателях ($\epsilon = 6$ и выше), сравнительно невелик. Характер изменения η_b, η_{IV} и η_m в зависимости от степени сжатия показывает, что, например, при повышении ее с 6 до 8 прирост эффективной мощности составляет примерно 11%.

Испытания, проведенные в НАМИ на одной из модификаций двигателя ЗИЛ-120 (с верхним выпускным клапаном) с различными степенями сжатия, показали, что при изменении ϵ от 6,5 до 7,5 мощность двигателя повысилась на 6%, а при изменении ϵ от 7,5 до 10,5 — всего на 9%. Аналогичные результаты были получены канд. техн. наук Г. П. Лызо при исследованиях, проведенных в МАМИ.

Таким образом, повышение мощности двигателя на высоте за счет увеличения степени сжатия нельзя признать удовлетворительным, хотя оно и связано лишь с небольшими переделками в двигателе.

Наиболее эффективным методом повышения мощности двигателя и улучшения его экономичности в высотных условиях является наддув. Этот метод получил широкое применение в авиации, где нагнетатель является неотъемлемой частью поршневых двигателей. Повышение мощности двигателя при наддуве происходит как вследствие увеличения удельного веса заряда, так и за счет увеличения коэффициента наполнения. Установлено [20] также, что при наддуве улучшается испарение жидкой пленки во впускной трубе двигателя, что обуславливает более равномерное распределение смеси по цилиндрам. Вследствие этого, несмотря на то, что на привод нагне-

тателя затрачивается определенная мощность, эффект от применения наддува получается значительно бóльшим, чем от применения повышенных степеней сжатия.

РАБОТА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В ВЫСОКОГОРНЫХ УСЛОВИЯХ С НАДДУВОМ

Наддув, независимо от способов его осуществления, применяется для повышения весового наполнения двигателя путем предварительного сжатия свежего заряда.

Эффективная мощность двигателя и расход топлива при наддуве посредством приводных нагнетателей зависят от давления наддува p_k , температуры воздуха (или смеси) T_k и мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя.

При газотурбинном наддуве мощность двигателя и расход топлива определяются давлением наддува p_k , температурой воздуха (или смеси) T_k и противодавлением на выпуске двигателя p_p .

Нагнетатели для наддува двигателей транспортного типа, имеющих широкий диапазон нагрузочных и скоростных режимов, должны удовлетворять ряду специальных требований, некоторые из которых оказывают значительное влияние на эффективную мощность двигателей.

Основные требования, предъявляемые к нагнетателям автомобильных двигателей сводятся к следующему:

1. Производительность нагнетателя при выбранных значениях p_k должна быть равной расходу воздуха двигателем на режиме полного дросселя в диапазоне всех рабочих чисел оборотов. Производительность и расход должны соответствовать друг другу при изменении высоты, на которой работает двигатель.

2. Развиваемый нагнетателем напор должен соответствовать оптимальному давлению наддува для всего диапазона рабочих чисел оборотов и всех высот работы двигателя.

3. Процесс сжатия воздуха должен быть возможно более совершенным (с минимальной затратой работы), а температура конца сжатия наименьшей. Последняя зависит как от характера процесса сжатия, так и от величины утечек из пространства нагнетания в пространство всасывания. Утечки должны быть минимальными.

4. При необходимости нагнетатель должен допускать несложную регулировку по расходу и давлению наддува. Потребность в регулировке особенно необходима при наддуве двигателя в высотных условиях.

5. Нагнетатель должен быть прост по устройству, иметь малые габариты и вес, надежен в эксплуатации и долговечен в работе. Привод к нему должен быть также простым и надежным.

6. Работа нагнетателя должна быть по возможности бесшумной; система нагнетатель-привод нагнетателя должна иметь минимальные механические потери.

Однако следует отметить, что существующие нагнетатели не удовлетворяют в полной мере указанным требованиям.

На основании анализа преимуществ и недостатков нагнетателей различного типа, а также в результате проведенных испытаний турбонагнетателя и объемного нагнетателя с поджатием рабочего тела, при проведении настоящей работы были применены объемные нагнетатели, устанавливаемые на двухтактных дизелях ЯАЗ.

Эти нагнетатели имеют следующие преимущества:

1) допускают простую регулировку степени наддува при помощи перепуска рабочего тела;

2) имеют высокий коэффициент использования площади поперечного сечения;

3) имеют значительные возможности для повышения общего к. п. д. путем уменьшения утечек (до величины, близкой к 0,70);

4) просты по конструкции, надежны и долговечны в эксплуатации.

Для наддува двигателя ЗИЛ-120 при его работе в высотных условиях был выбран нагнетатель с рабочим объемом $V_{\text{н}} = 3,44 \text{ л}$, отличающийся от нагнетателя двигателя ЯАЗ-204 только длиной роторов (190 вместо 254 мм у двигателя ЯАЗ-204). Такой нагнетатель, имея меньшие габаритные размеры, обеспечивает необходимую производительность за счет повышения его числа оборотов. Расход же мощности на единицу подаваемого воздуха, как показали испытания, остается практически таким же, как и для нагнетателя ЯАЗ-204. Это позволяет сделать вывод о возможности замены одной размерности нагнетателя данного типа другой (при соответствующем изменении передаточного числа) без заметного ухудшения показателей работы двигателя.

Из двух схем включения нагнетателя во впускную систему двигателя до или после карбюратора была выбрана первая по следующим соображениям:

1. При этой схеме допускается регулировка степени повышения давления перепуском рабочего тела из нагнетательной магистрали непосредственно в атмосферу. При другой

схеме включения нагнетателя регулировка степени повышения давления может производиться только путем перепуска горючей смеси на линию всасывания нагнетателя, что снизит весовое наполнение двигателя, повысит склонность его к детонации и увеличит расход мощности на привод нагнетателя.

2. Отсутствие больших объемов, заполненных горючей смесью, исключает опасность повреждения нагнетателя при обратных вспышках в карбюратор.

3. Отпадает необходимость в увеличении диаметра диффузора карбюратора.

К недостаткам принятой схемы включения нагнетателя относятся: повышенная требовательность к герметичности карбюратора; необходимость держать топливный бак под давлением (или повышать давление подачи бензонасоса); производить очистку больших объемов воздуха.

Мощность двигателя в высокогорных условиях с наддувом

Эффективная мощность двигателя с наддувом при его работе в высотных условиях может быть выражена в общем виде уравнением

$$N_{эк} = N_{i_k} - N_H - N_{т_k} \text{ л. с.}, \quad (15)$$

где N_{i_k} — индикаторная мощность двигателя на высоте с наддувом*;

N_H — мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя;

$N_{т_k}$ — мощность трения двигателя с наддувом на высоте.

Развернутое выражение для индикаторной мощности двигателя с наддувом может быть по аналогии с уравнением (1) написано в виде

$$N_{i_k} = \frac{30}{632} V_h \frac{h_u}{I_0} \gamma_{вк} \frac{\eta_{i_k}}{\alpha_k} \eta_{V_k} \text{ л. с.} \quad (16)$$

Из уравнений (15) и (16) следует, что при постоянном числе оборотов двигателя его $N_{эк}$ при наддуве зависит от изменения удельного веса воздуха, индикаторного к. п. д., коэффициента состава смеси (при отсутствии коррекции), коэф-

* В дальнейшем индекс «к» будет относиться к работе двигателя с наддувом.

коэффициента наполнения, мощности трения, а также от величины мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя.

Удельный вес воздуха при наддуве может быть определен из уравнения

$$\frac{\gamma_{вк}}{\gamma_{вн}} = \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1}{m}}$$

или

$$\frac{\gamma_{вн}}{\gamma_{в0}} = \frac{p_H}{p_0} \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (17)$$

где m — условный показатель политропы сжатия, величина которого в общем случае зависит главным образом от типа нагнетателя (характера процесса сжатия), относительной величины обратных утечек, степени повышения давления, потерь вихревого характера и температуры поступающего в нагнетатель воздуха.

Из проведенных исследований [13] следует, что при прочих равных условиях показатель политропы m не зависит ни от давления поступающего в данный нагнетатель воздуха, ни от его температуры (при сравнительно небольших ее колебаниях — от 0 до $+30^\circ\text{C}$), а зависит в основном от оборотов нагнетателя и степени повышения давления.

Анализ экспериментальных значений m для различных чисел оборотов нагнетателя (или двигателя) показывает, что для подсчетов значений $\gamma_{вк}$ при $\frac{p_k}{p_H} \leq 1,9$ и 2600—4800 об/мин нагнетателя можно пользоваться усредненным значением показателя m , подсчитываемого по эмпирической зависимости

$$m = 1,35 + 0,3 \frac{p_k}{p_H}. \quad (18)$$

На фиг. 11 приведены отношения $\frac{\gamma_{вк}}{\gamma_{вн}}$ в зависимости от $\frac{p_k}{p_H}$, полученные экспериментальным и расчетным путями.

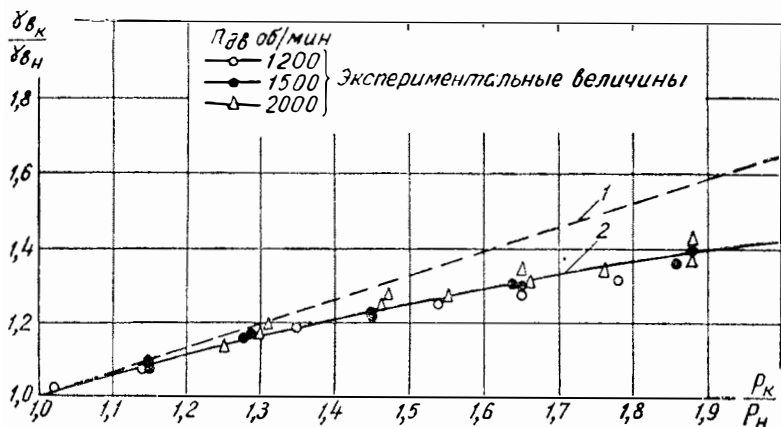
Изменение состава смеси при работе двигателя с наддувом определяется следующими уравнениями [3]:

а) для жиклера, работающего под действием разрежения в диффузоре,

$$\frac{\alpha_0}{\alpha_k} = \sqrt{\frac{\gamma_{в0}}{\gamma_{вк}}}, \quad (19)$$

б) для жиклера, работающего под действием разности уровней топлива,

$$\frac{\alpha_0}{\alpha_k} = \frac{\gamma_{в0}}{\gamma_{вк}} \sqrt{\frac{T_0}{T_k}} \quad (20)$$



Фиг. 11. Относительное изменение удельного веса воздуха при наддуве в зависимости от степени повышения давления:

1 — изменение расчетных величин $\frac{\gamma_{вк}}{\gamma_{вн}}$ при адиабатическом $\kappa = 1.41$ и политропическом с усредненным m (2) процессах.

При давлении наддува $p_k = 760$ мм рт. ст. отношение $\frac{\gamma_{в0}}{\gamma_{вк}}$ растет с увеличением высоты, на которой работает двигатель. Это приводит к постепенному переобогащению смеси, несмотря на то, что множитель $\sqrt{\frac{T_0}{T_k}}$ уменьшается с высотой и способствует ее обеднению. Снижение α_k с высотой происходит примерно по зависимости, близкой к линейной, и достигает 17—20% для высоты h_3 . Наддув несколько снижает переобогащение смеси и повышает температуру поступающего в карбюратор воздуха. Это способствует улучшению смесеобразования, увеличению скорости сгорания смеси и, следовательно, снижению угла опережения зажигания.

Анализ характеристик по углу опережения зажигания показывает, что углы, установленные для условий n_0 без над-

дува в нашем случае можно практически считать наивыгоднейшими также и для работы двигателя с наддувом на всех исследуемых высотах.

Для двигателя с наддувом, работающего в высотных условиях, коэффициент наполнения может быть определен из уравнения

$$\frac{\eta_{V_K}}{\eta_{V_H}} = \frac{\epsilon - \sqrt[n]{\frac{a_K}{b_K}} \cdot \sqrt[n]{\frac{p_{PK}}{p_K}}}{\epsilon - \sqrt[n]{\frac{a_H}{b_H}} \cdot \sqrt[n]{\frac{p_{PH}}{p_H}}} \cdot \sqrt{\frac{T_K}{T_H}}. \quad (21)$$

Ранее было указано, что величина показателя корня зависит от отношения $\frac{p_p}{p}$, причем рекомендуется при $\frac{p_p}{p} \leq 1$ принимать $n = 2$, при $\frac{p_p}{p} > 1$ — $n = 1,5$. В настоящей работе всегда $\frac{p_{PH}}{p_H} > 1$, а $\frac{p_{PK}}{p_K}$ в зависимости от оборотов и высоты может быть и меньше и больше единицы.

Как показывают подсчеты, при наблюдаемых отношениях $\frac{p_p}{p}$ разница в величине отношения $\frac{\eta_{V_K}}{\eta_{V_H}}$ при $n = 2$ и $n = 1,5$ невелика и не превышает 2%. Принимая $n = 2$ и производя соответствующие преобразования, окончательно получим:

$$\eta_{V_K}^* = \eta_{V_0} \frac{\epsilon - \sqrt{\frac{p_H}{p_K}}}{\epsilon - 1} \left(\frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{m-1}{2m}}. \quad (22)$$

Из уравнения (22) следует, что η_{V_K} будет увеличиваться с увеличением $\frac{p_K}{p_H}$.

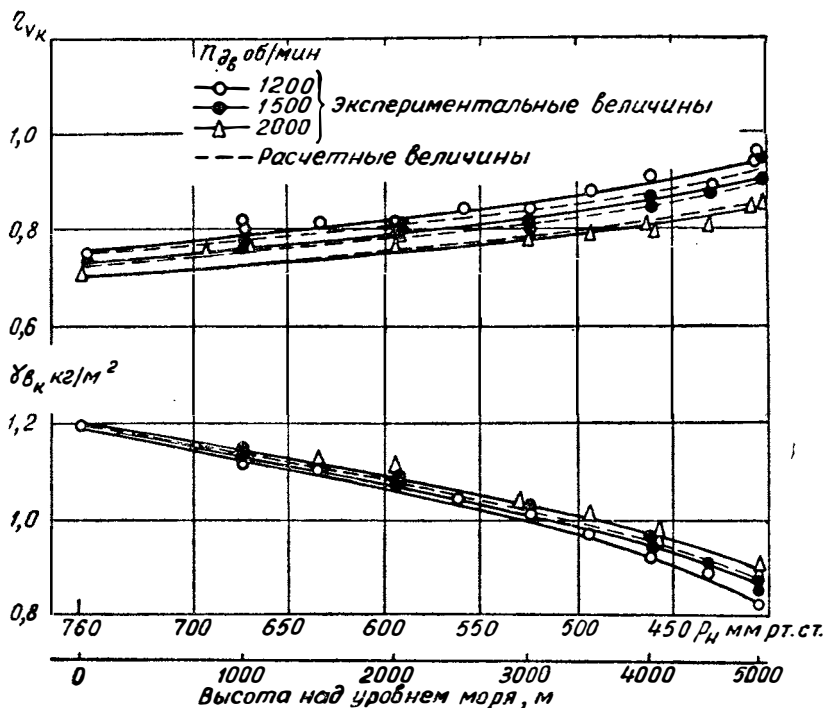
Расчетные значения, полученные по уравнению (22) при усредненном значении показателя политропы сжатия m (пунктирная кривая), достаточно удовлетворительно согласуются с опытными данными в диапазоне чисел оборотов двигателя 1200—2000 в 1 мин (фиг. 12).

Как указывалось, индикаторный к. п. д. не зависит от давления поступающего в двигатель воздуха (или смеси) при постоянном коэффициенте состава смеси и постоянной температуре. Однако при работе с наддувом изменяется не только

* η_{V_K} отнесен к условиям на входе в карбюратор.

давление поступающего в двигатель воздуха, но и его температура, причем изменение последней происходит в довольно широких пределах (290—420°K). Известно, однако, что индикаторный к. п. д. практически не зависит также и от температуры поступающего в двигатель воздуха, т. е. $\eta_{iH} = \eta_{i0} = \eta_{ik}$ (при $\alpha = \text{const}$). Таким образом, при работе двигателя с наддувом его индикаторный к. п. д. будет зависеть только от изменения α_k . Зависимость индикаторного к. п. д., а следовательно, и N_{ik} от α_k или $\frac{p_k}{p_H}$ будет определяться по аналогии с уравнением (5) изменением $\frac{\eta_{\alpha_k}}{\alpha_k}$.

Влияние изменения состава смеси при наддуве на индикаторную мощность в рассматриваемом случае сравнительно невелико. Так, например, для высоты 5000 м при $p_k = 760$ мм рт. ст. снижение N_{ik} при уменьшении α_k не превосходит 2%.



Фиг. 12. Изменение коэффициента наполнения и удельного веса воздуха в зависимости от высоты при давлении наддува $p_k = 760$ мм рт. ст.

Уравнение (18) после преобразований и использования уравнения (5) можно написать в виде:

а) для двигателя без коррекции состава смеси

$$N_{i_k} = b' N'_{i_H} \frac{\gamma_{вк}}{\gamma_{вH}} \cdot \frac{\eta_{\alpha_k}}{\alpha_k} \cdot \frac{\eta_{V_k}}{\eta_{V_H}}; \quad (23)$$

б) для двигателя с коррекцией состава смеси

$$N_{i_k} = N'_{i_H} \frac{\gamma_{вк}}{\gamma'_{вH}} \cdot \frac{\eta_{V_k}}{\eta_{V_H}}, \quad (24)$$

где N'_{i_H} , $\gamma'_{вH}$, и η'_{V_H} — соответственно индикаторная мощность, удельный вес воздуха и коэффициент наполнения двигателя с нагнетателем на высоте H , отнесенные к условиям на входе в карбюратор (при $p_k = p_H$);

b' — поправочный коэффициент при замене мощности при $\alpha = 1$ мощностью при $\alpha = \alpha_H$.

Учитывая, что подогрев воздуха от стенок нагнетателя при $p_k = p_H$ велик (около 3—5°C) и, помня, что влияние подогрева на γ_v и η_v противоположно, можно считать, что $N'_{i_H} = N_{i_H}$, $\gamma'_{вH} = \gamma_{вH}$ и $\eta'_{V_H} = \eta_{V_H}$.

Окончательно уравнения (23) и (24) после соответствующих преобразований принимают вид:

а) для работы без высотной коррекции состава смеси

$$N_{i_k} = b N_{i_0} \frac{\eta_{\alpha_k}}{\alpha_k} \cdot \frac{p_H}{p_0} \cdot \frac{\epsilon - \sqrt{\frac{p_H}{p_k}}}{\epsilon - 1} \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1-m}{2m}} \text{ л. с.} \quad (25)$$

б) для работы с высотной коррекцией состава смеси

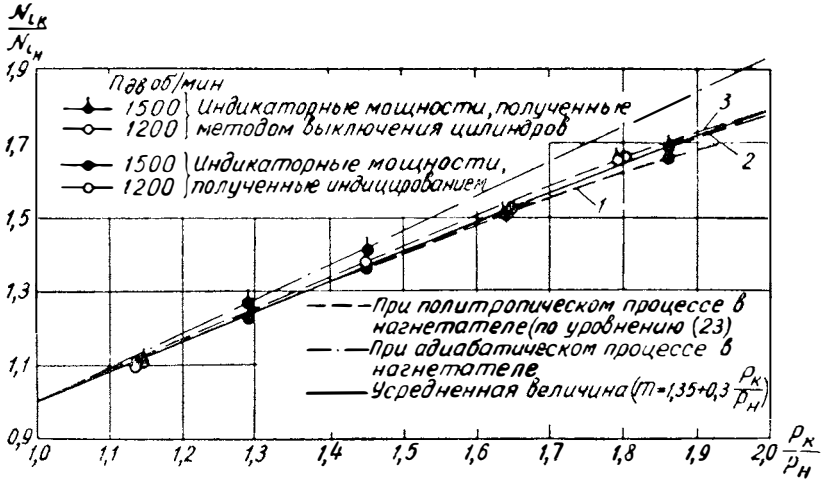
$$N_{i_k} = N_{i_0} \cdot \frac{p_H}{p_0} \cdot \frac{\epsilon - \sqrt{\frac{p_H}{p_k}}}{\epsilon - 1} \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1-m}{2m}} \text{ л. с.} \quad (26)$$

Относительное изменение величин $\gamma_{вк}$, η_{V_k} и α_k , определяющих относительную величину прироста мощности, при постоянной температуре не зависит от исходного давления (давления, поступающего в нагнетатель воздуха). Изменение от

носительной величины индикаторной мощности $\frac{N_{iк}}{N_{iН}}$ при

$n = \text{const}$ является функцией только степени повышения давления (при выбранном передаточном отношении от двигателя к нагнетателю).

Изменение $\frac{N_{iк}}{N_{iН}}$ при работе с коррекцией состава смеси дано на фиг. 13.



Фиг. 13. Зависимость относительной величины индикаторной мощности от степени повышения давления:

1, 2 и 3 — соответственно $n_{дв} = 1200, 1500$ и 2000 об/мин.

При работе двигателя без коррекции состава смеси отклонения $\frac{N_{iк}}{N_{iН}}$ сравнительно невелики.

Графическая зависимость, приведенная на фиг. 13, близка к линейной и может быть выражена эмпирическим уравнением

$$\frac{N_{iк}}{N_{iН}} = 0,8 \frac{p_k}{p_H} + 0,2. \quad (27)$$

Уравнение изменения относительной величины индикаторной мощности при работе двигателя как с коррекцией, так и без коррекции состава смеси, может быть распространено на весь диапазон рабочих чисел оборотов (1000—2400 в 1 мин), при этом максимальное отклонение не превышает 1,0—1,5%.

Мощность, потребляемая нагнетателем выбранного типа, может быть выражена уравнением

$$N_H = \frac{V_{т.об} (p_k - p_H) n_H \cdot 10^3}{45 \eta_{мех}} + N_{вихр.к} \text{ л. с.}, \quad (28)$$

где N_H — мощность, потребляемая нагнетателем, л. с.;
 $V_{т.об}$ — теоретическая секундная подача воздуха нагнетателем за один оборот, м³/об
 $(V_{т.об} = V_{н_H} = 3,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{об})$;

p_k и p_H — конечное и начальное давления воздуха, кг/см²;

$\eta_{мех}$ — механический к. п. д., учитывающий потери на трение в нагнетателе и приводе;

n_H — число оборотов нагнетателя в 1 мин, равное

$$n_H = n_{дв_i} \eta_{ск} \text{ об/мин.}$$

Здесь $n_{дв}$ — обороты двигателя, об/мин;
 i — передаточное отношение от двигателя к нагнетателю;

$\eta_{ск}$ — коэффициент скольжения, учитывающий пробуксовку клиновидных ремней ($\eta_{ск} = 1,0 - 0,95$).

Экспериментальные данные по нагнетателям данного типа позволяют написать зависимость $N_{вихр}$ от оборотов нагнетателя для $p_k - p_0$ в виде

$$N_{вихр} = \kappa n_H^x \text{ л. с.},$$

где κ — числовой коэффициент;
 $x = 2,5 \div 3,5$.

Для постоянного числа оборотов нагнетателя зависимость $N_{вихр}$ от плотности рабочего тела, окружающего роторы, носит примерно линейный характер и может быть выражена уравнением:

$$N_{вихр.к} = 0,5 N_{вихр.0} \frac{\gamma_{в_H}}{\gamma_{в_0}} \left[1 + \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \text{ л. с.}, \quad (29)$$

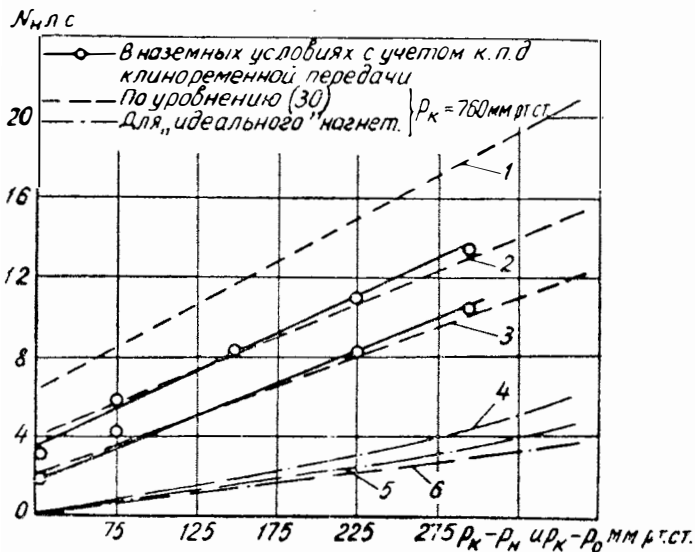
где $N_{вихр.к}$ — вихревые потери в нагнетателе на высоте H при p_k ;
 $N_{вихр.0}$ — вихревые потери на высоте $H_0 = 0$ при $p_k - p_0 = 0$; последние могут быть сравнительно легко определены экспериментально.

Как показали исследования канд. техн. наук Н. С. Ханина (НАМИ), увеличение $N_{\text{выпр.к}}$ с ростом $\frac{p_k}{p_0}$ по отношению к общей мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя, сравнительно невелико и при изменениях $\frac{p_k}{p_0}$ в пределах от 1 до 2 не превышает 3—4%.

Поэтому в упрощенном виде уравнение (28) может быть окончательно написано так:

$$N_H = \frac{V_{\text{т.об}} p_H \left(\frac{p_k}{p_H} - 1 \right) n_H \cdot 10^2}{45 \eta_{\text{мех}}} + 1,25 N_{\text{выпр.о}} \frac{\gamma_{\text{вН}}}{\gamma_{\text{в0}}} \quad (30)$$

Изменение расчетных N_H в зависимости от $p_k - p_H$ при среднем значении $\eta_{\text{мех}} = 0,9$ и $i = 2,3$ приведено на фиг. 14. Здесь же приведены экспериментальные значения N_H для $H_0 = 0$ [7].



Фиг. 14. Мощность, затрачиваемая на прокрутку нагнетателя типа ЯАЗ с длиной ротора 190 мм и «идеального» нагнетателя: 1 — $n_H = 4580 \tau_{\text{СК}}$ ($n_{\text{ДВ}} = 2000 \text{ об/мин}$); 2 — $n_H = 3480 \tau_{\text{СК}}$ ($n_{\text{ДВ}} = 1500 \text{ об/мин}$); 3 — $n_H = 2800 \tau_{\text{СК}}$ ($n_{\text{ДВ}} = 1200 \text{ об/мин}$); 4, 5 и 6 — соответственно $n_{\text{ДВ}} = 2000, 1500$ и 1200 об/мин .

Из большого числа факторов, влияющих на мощность трения, наддув существенно изменяет только температуру и давление поступающей в двигатель смеси. Имеющиеся по этому вопросу материалы [13] дают основание принимать мощность трения постоянной и не зависящей при прочих равных условиях ни от давления, ни от температуры поступающего воздуха.

Следовательно, для случая работы двигателя с коррекцией состава смеси можно, используя уравнения (9) и (10), написать:

$$N_{\tau_k} = \frac{p_H}{p_0} [N_{i_0} - N_{\varepsilon_0} (1 + a)] + N_{\varepsilon_0} a \text{ л. с.} \quad (31)$$

Развернутое уравнение эффективной мощности для двигателя, работающего с коррекцией состава смеси, имеет вид:

$$N_{\varepsilon_k} = N_{i_0} \frac{p_H}{p_0} \cdot \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{p_H}{p_k}}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{m+1}{2m}} -$$

$$- \frac{V_{\tau.об} p_H \left(\frac{p_k}{p_H} - 1 \right) n_H \cdot 10^2}{45 \eta_{мех}} - 1,25 N_{вихр.о} \frac{\gamma_{вH}}{\gamma_{в0}} -$$

$$- \frac{p_H}{p_0} [N_{i_0} - N_{\varepsilon_0} (1 + a)] + N_{\varepsilon_0} a \text{ л. с.} \quad (32)$$

Для двигателя, работающего без коррекции состава смеси уравнения для N_{τ_k} и N_{ε_k} будут аналогичны уравнениям (31) и (32) и будут отличаться от них только множителями b и $\frac{\eta_{\alpha}}{\alpha}$. Для N_{ε_k} указанные множители будут стоять при первом и двух последних членах уравнения.

Выбор давления наддува

При выборе величины давления наддува в основу были положены следующие предпосылки:

1. Работа двигателя на бензинах с октановым числом 66--70 при давлении наддува p_k должна происходить без детонации при всех режимах и на всех высотах (при мощностном составе смеси).

2. Так как в эксплуатационных условиях на двигатель устанавливается автомат наддува (регулятор постоянного давления), то выбранное давление наддува p_k не должно

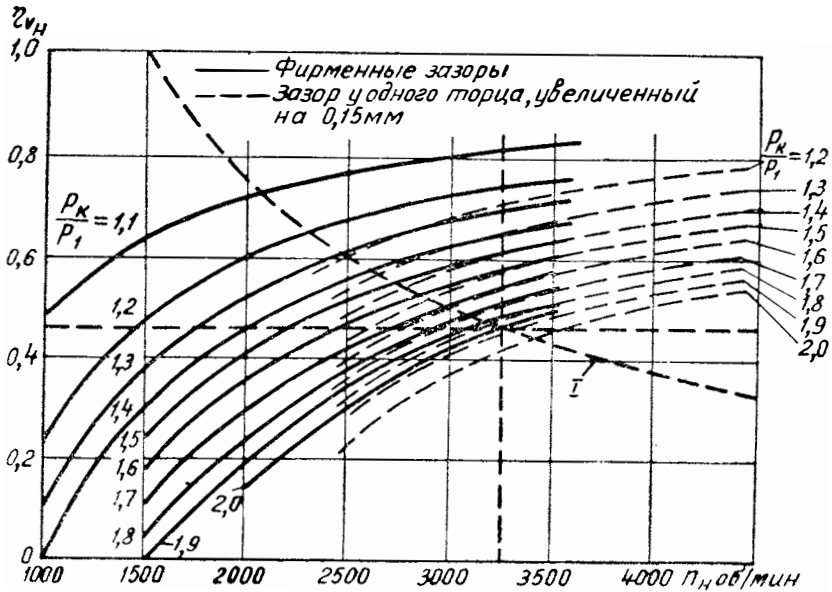
быть больше давления, при котором двигатель может надежно и достаточно долговечно работать в условиях уровня моря.

3. Величина давления наддува должна обеспечивать максимальный прирост эффективной мощности на расчетной (максимальной) высоте и расчетном числе оборотов.

4. Обороты роторов нагнетателя не должны превышать допустимых пределов.

Для двигателя грузового автомобиля, работающего в высокогорных условиях, необходимо восстанавливать теряемую на высоте мощность прежде всего в зоне оборотов, соответствующих максимальному крутящему моменту, вследствие чего за расчетный скоростной режим были приняты 1400—1500 об/мин. В качестве расчетной была принята высота 5000 м над уровнем моря. Величина давления наддува была принята постоянной (760 мм рт. ст.).

Используя графоаналитический метод исследований при $p_k = 760$ мм рт. ст. для высот $H_5 = 5000$ м и $H_3 = 3000$ м и 1500 об/мин коленчатого вала, были подобраны передаточные



Фиг. 15. Коэффициент подачи нагнетателя типа ЯАЗ с ротором длиной 190 мм. (Сплошные линии — фирменные зазоры; пунктирные — зазоры у одного торца, увеличенные на 0,15 мм):

$$I - z_{V_H} \text{ — по уравнению (33); } H = 5000 \text{ м для } n_{дв} = 1500 \text{ об/мин и } \frac{P_k}{P_H} = 1,8.$$

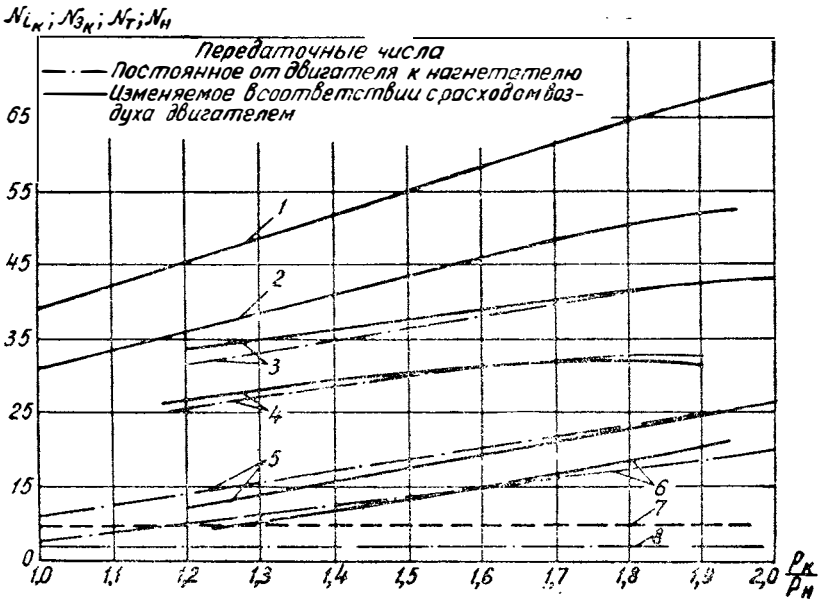
числа i_1 и i_2 от двигателя к нагнетателю ($i_1 = 2,3$ и $i_2 = 1,65$).

По уравнению
$$\eta_{V_H} = \left(\frac{p_K}{p_H}\right)^{\frac{1}{m}} \frac{\eta_{V_K} n_{дв} V_h}{2n_H V_{T,об}}$$
 (33)

подсчитывалась необходимая величина коэффициента подачи воздуха нагнетателем в зависимости от оборотов для $\frac{p_K}{p_H} = 1,88$, $n_{дв} = 1500$ об/мин и расчетной высоты H_5 .

По точке пересечения расчетной кривой η_{V_H} с кривой η_{V_H} определенной экспериментально для того же отношения $\frac{p_K}{p_H}$ (или $\frac{p_K}{p_1}$), находились необходимые обороты нагнетателя n_H (фиг. 15).

На фиг. 16 для найденного $i_1 = 2,3$ построена зависимость индикаторной и эффективной мощности от $\frac{p_K}{p_H}$ для H_5 .



Фиг. 16. Изменение индикаторной и эффективной мощности, мощности трения и мощности, затрачиваемой на привод нагнетателя, в зависимости от степени повышения давления:

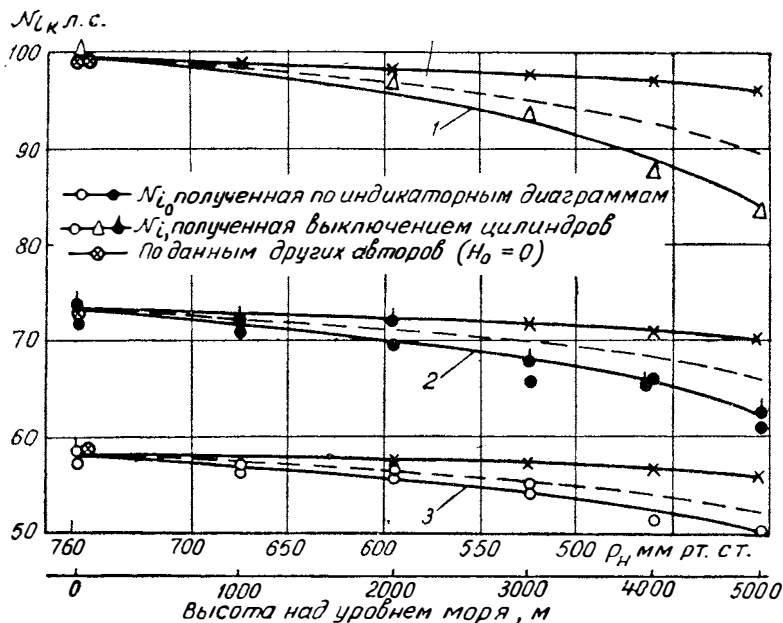
- 1 - N_i ($n_{дв} = 1500$ об/мин); 2 - N_i ($n_{дв} = 1200$ об/мин); 3 - $N_{Эк}$ ($n_{дв} = 1500$ об/мин);
 4 - $N_{Эк}$ ($n_{дв} = 1200$ об/мин); 5 - $N_H + N_{Тк}$ ($n_{дв} = 1500$ об/мин); 6 - $N_H + N_{Тк}$ ($n_{дв} = 1200$ об/мин); 7 - N_T ($n_{дв} = 1500$ об/мин); 8 - N_T ($n_{дв} = 1200$ об/мин).

Из анализа зависимости $N_{эк}$ от $\frac{p_k}{p_H}$ следует, что увеличение $\frac{p_k}{p_H}$ свыше 1,85—1,90 ($p_k = 760$ мм рт. ст.) для двигателя при 1400—1500 об/мин мало целесообразно, а для оборотов, меньших 1400 в 1 мин нецелесообразно вообще.

Необходимо отметить, что оптимальная величина $\frac{p_k}{p_H}$ для меньших высот будет соответственно меньше. Это объясняется тем, что как мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя $N_{Н}$, так и мощность трения двигателя $N_{Тк}$ при одинаковом отношении $\frac{p_k}{p_H}$ увеличиваются с уменьшением высоты, на которой работает двигатель.

Мощность двигателя при $p_k = 760$ мм рт. ст.

На фиг. 17, 18, 19 приведены кривые, характеризующие изменение индикаторной и эффективной мощностей двигателя

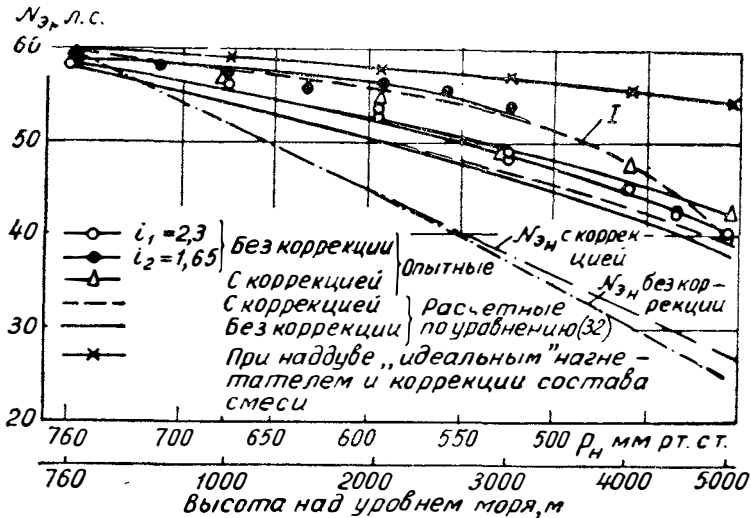


Фиг. 17. Изменение индикаторной мощности при наддуве ($p_k = 760$ мм рт. ст.) в зависимости от высоты:

1, 2 и 3 — $n_{дв} = 2000, 1500$ и 1200 об/мин; —×—×— нагнетатель с адиабатическим сжатием; — — — нагнетатель типа ЯАЗ (с коррекцией состава смеси).

ля, полученных расчетным и экспериментальным путями при выбранных p_k и i ($p_k = 760$ мм рт. ст.; $i = 2,3$).

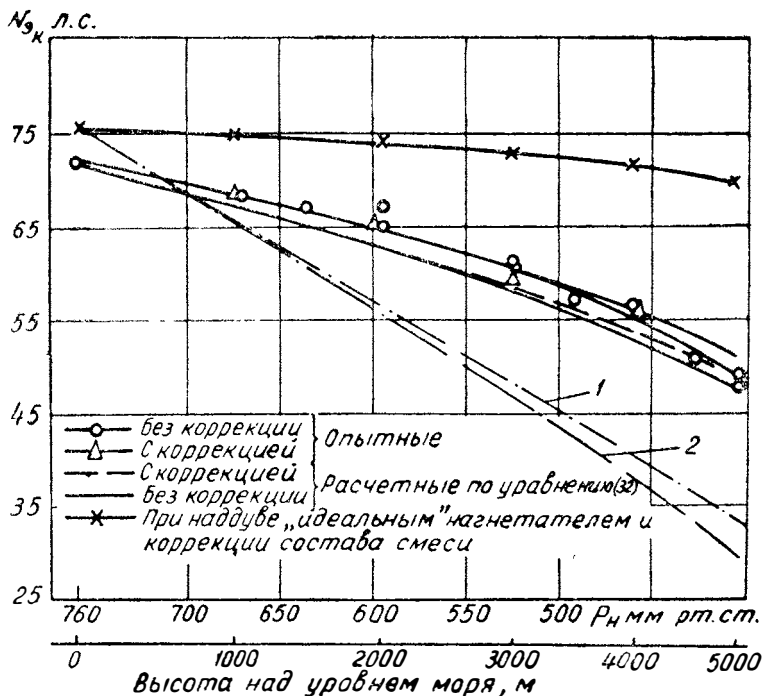
Наблюдаемое снижение индикаторной мощности в зависимости от высоты происходит примерно с одинаковой интенсивностью для всех чисел оборотов двигателя, причем относительная величина этого снижения сравнительно невелика и составляет для высоты 5000 м 12—13% при работе двигателя без коррекции и 10—11% при его работе с коррекцией состава смеси (см. фиг. 17).



Фиг. 18. Изменение эффективной мощности при наддуве ($p_k = 760$ мм рт. ст.) в зависимости от высоты ($n_{дв} = 1500$ об/мин).

На фиг. 20 приведены индикаторные диаграммы для различных высот при $P_k = 760$ мм рт. ст.

Снижение мощности трения с увеличением высоты при работе с наддувом не компенсирует увеличения затрат мощности на привод нагнетателя, в результате чего уменьшение эффективной мощности двигателя по сравнению со снижением $N_{ик}$ происходит более резко (см. фиг. 18 и 19). Однако применение наддува двигателей, работающих в высотных условиях, дает значительный прирост мощности. Так, например, относительное (по отношению к мощности на высоте без наддува) возрастание эффективной мощности для высоты 3000 м при $i_1 = 2,3$ составляет 26% при работе двигателя без коррек-



Фиг. 19. Изменение эффективной мощности при наддуве ($p_k = 760$ мм рт. ст.) в зависимости от высоты ($n_{дв} = 2000$ об/мин):
 1 и 2 — $N_{э}$ соответственно с коррекцией состава смеси и без нее.

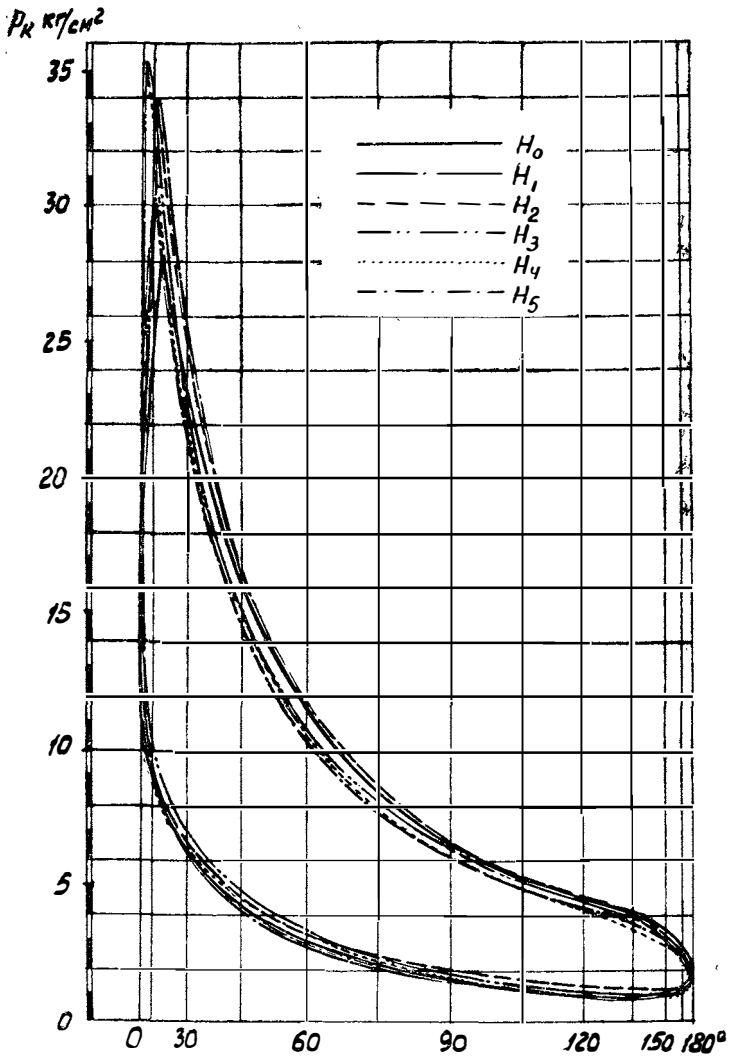
ции состава смеси и 30—31% с коррекцией. Для 5000 м величина относительного прироста возрастает соответственно до 58—64% и 50—54%. При $i_2 = 1,65$ относительный прирост эффективной мощности на высоте 3000 м составляет 43% (фиг. 21).

Эффективность наддува может быть дополнительно повышена за счет применения:

- 1) специальных уплотнений зазоров в нагнетателе для уменьшения утечек, что увеличивает весовое наполнение двигателя и уменьшает затраты мощности на привод нагнетателя;
- 2) промежуточного охлаждения рабочего тела.

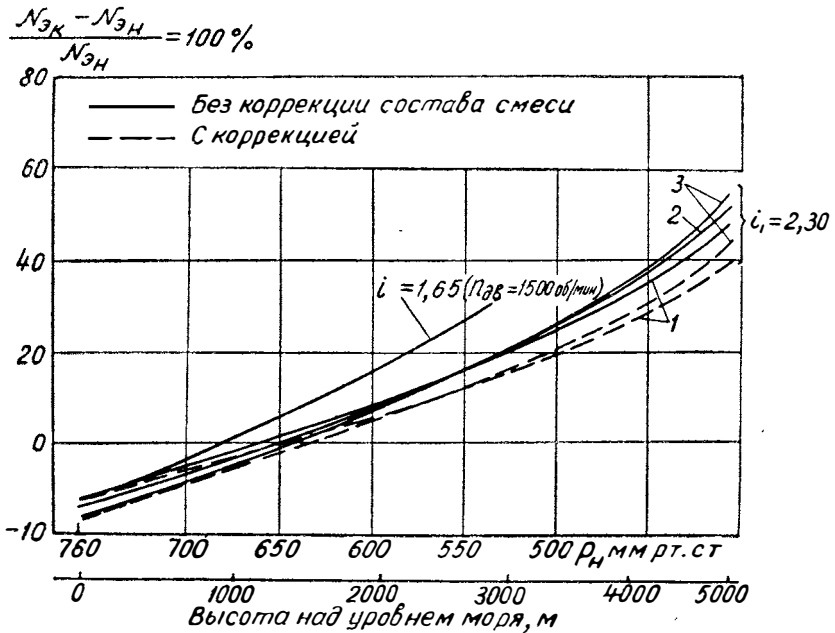
В трудах [15] показано, что при снижении температуры на, 20°C (при $T_k = 330^\circ\text{K}$) эффективный к. п. д. нагнетателя может быть повышен на 6% (при относительно малой величине коэффициента сопротивления охладителя и отсутствии пере-

пуска рабочего тела). Однако проблема существенного снижения температуры рабочего тела применительно к автомобильным двигателям трудно разрешима;



Фиг. 20. Индикаторные диаграммы для различных высот при $r_K = 760$ мм рт. ст.

3) бесступенчатых передач от двигателя к нагнетателю. Изменение расчетной величины эффективной мощности двигателя с такой передачей характеризуется кривой 1 (см. фиг. 18). За счет повышения скоростей скольжения в бесступенчатой передаче при уменьшении высоты можно ожидать даже несколько более низких значений эффективных мощностей. Кривая 1 показывает также максимальные значения мощностей, которые могут быть получены на каждой высоте с нагнетателем данного типа при $p_k = 760$ мм рт. ст.



Фиг. 21. Относительное повышение эффективной мощности двигателя на разных высотах при наддуве ($p_k = 760$ мм рт. ст.):

1, 2 и 3 — соответственно $n_{дв} = 1200, 1500$ и 2000 об/мин.

Кроме того, эффективность наддува может быть повышена за счет:

- 1) повышения механического к. п. д. нагнетателя и его привода;
- 2) снижения гидравлических сопротивлений в нагнетателях путем выбора более рациональных входных и выходных сечений;

3) установки на двигатель нагнетателя с поджатием рабочего тела и эффективной системой регулирования степени повышения давления;

4) применения механизма отключения нагнетателя.

Совместное влияние указанных факторов (кроме пп. 2 и 4) на повышение мощности двигателя в предельном случае может быть выявлено из рассмотрения работы двигателя с идеальным нагнетателем при $p_k = \text{const}$.

Под «идеальным» подразумевается нагнетатель с адиабатическим сжатием рабочего тела и с производительностью, строго соответствующей расходу воздуха двигателем при его работе на полном дросселе на всех скоростных режимах и высотах. Механический к. п. д. (включая и привод) и коэффициент подачи принимаются равными единице, а потери вихревого характера — равными нулю.

Кривые изменения N_{i_k} и N_{ε_k} для наддува идеальным нагнетателем приведены на фиг. 17 и 18.

Топливная экономичность двигателя с наддувом

Удельные эффективные расходы топлива при работе двигателя с наддувом могут быть определены из уравнения

$$g_{e_k} = \frac{g_{i_k} N_{i_k}}{N_{\varepsilon_k}} \text{ г/э. л. с. ч.}, \quad (34)$$

а индикаторный удельный расход из уравнения

$$g_{i_k} = \frac{632}{\eta_{i_k} h_u} \text{ г/л. с. ч.} \quad (35)$$

η_{i_k} практически не зависит (при постоянном составе смеси) от давления и температуры поступающего в двигатель воздуха. Считая, что $\eta_{i_k} \approx \eta_{i_0}$, то

$$g_{i_k} = \frac{632}{\eta_{i_0} h_u} \text{ г/л. с. ч.} \quad (36)$$

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

$$g_{i_k} = g_{i_0} = g_{i_n} = \text{const.}$$

Эффективные удельные расходы топлива при $\alpha = \text{const}$ определяются из уравнения (34) путем подстановки значений N_{i_k} и N_{ε_k} , найденных по уравнениям (26) и (32).

Для определения удельных индикаторных расходов топлива необходимо иметь в виду то, что η_{i_k} будет уменьшаться по мере обогащения смеси. Используя развернутое уравнение индикаторного к. п. д.

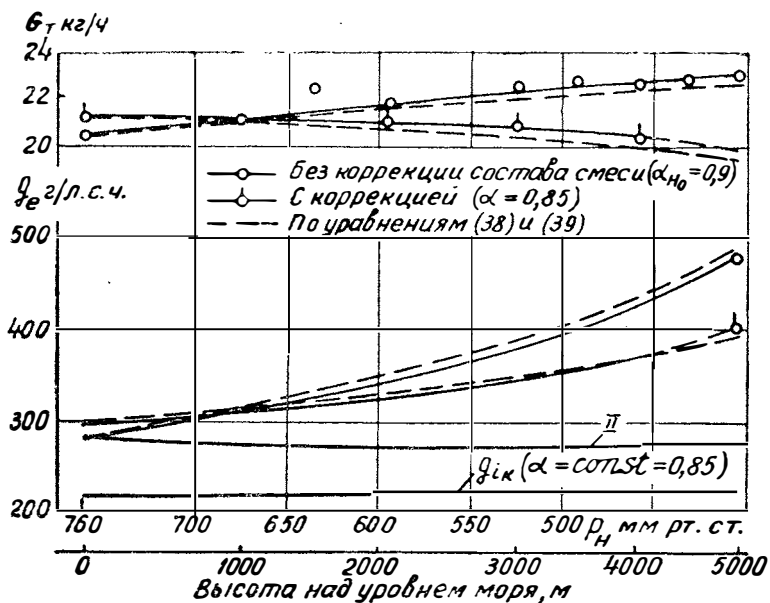
$$\eta_{i_k} = 23,4 \frac{\alpha_k I_0}{h_u} \cdot \frac{p_{i_k}}{\gamma_{вк} \eta_{V_k}} \quad (36,1)$$

и принимая отношение $\frac{p_{i_k}}{\gamma_{вк} \eta_{V_k}}$ постоянным, удельный индикаторный расход топлива может быть выражен уравнением

$$g_{i_k} = \frac{632}{\eta_{i_0} \frac{\alpha_k}{\alpha_0} \cdot h_u} \text{ г/л.с.ч.} \quad (37)$$

При работе двигателя без коррекции

$$g_{i_k} = \frac{g_{i_0}}{\frac{\alpha_k}{\alpha_0}} \text{ г/л.с.ч.} \quad (37,1)$$



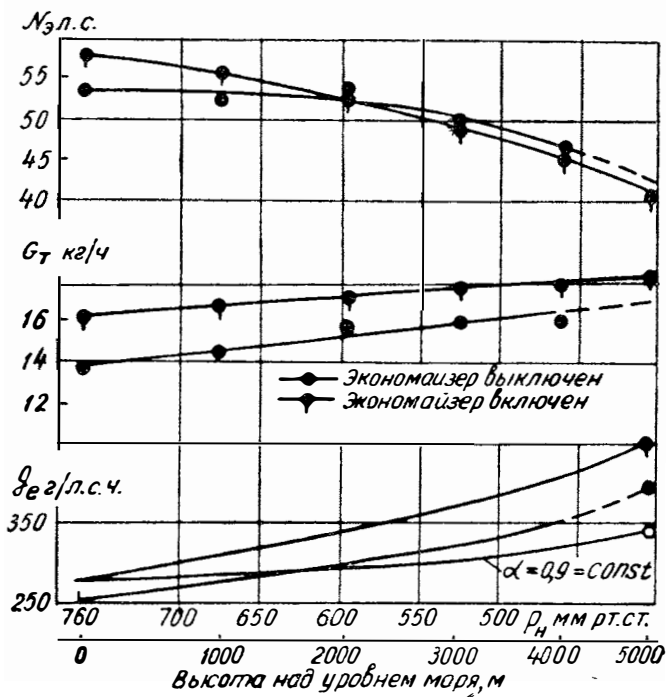
Фиг. 22. Расходы топлива при наддуве в зависимости от высоты ($p_k = 760$ мм рт. ст.; $i = 2,3$; $n_{дв} = 2000$ об/мин).

Используя равенства (26) и (34), получаем уравнение для определения g_{e_k} при коррекции состава смеси:

$$g_{e_k} = \frac{G_{T0} \frac{p_k}{p_H} \cdot \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{p_H}{p_k}}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1-m}{2m}}}{N_{э_k}} \quad \text{г/э.л.с.ч.} \quad (38)$$

По уравнениям (25) и 3(7) получаем уравнение для g_{e_k} при работе двигателя без коррекции состава смеси:

$$g_{e_k} = \frac{G_{T0} \cdot \frac{\gamma_{\alpha_k}}{\alpha_k} \cdot \frac{p_k}{p_0} \cdot \frac{\varepsilon - \sqrt{\frac{p_H}{p_k}}}{\varepsilon - 1} \left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{1-m}{2m}}}{\frac{\alpha_k}{\alpha_0} \cdot N_{э_k}} \quad \text{г/э.л.с.ч.} \quad (39)$$



Фиг. 23. Расходы топлива при наддуве с включенным и выключенным экономизером ($p_k = 760$ мм рт. ст. $i = 2,3$; $n_{дв} = 1500$ об/мин).

$N_{э_k}$ для первого случая определяется по уравнению (32), для второго — по аналогичному уравнению.

Расчетные и экспериментальные данные по расходам топлива при $p_k = 760$ мм рт. ст. и числе оборотов 2000 в 1 мин приведены на фиг. 22.

Данные фиг. 22 показывают, что удельные эффективные расходы топлива с учетом затраты мощности на привод нагнетателя при работе двигателя с наддувом и наличии коррекции практически остаются постоянными и равными расходам в наземных условиях при работе двигателя без нагнетателя (см. кривую 2 на фиг. 22).

При отсутствии у карбюраторов устройств для автоматической коррекции состава смеси при наддуве двигателя в высокогорных условиях можно рекомендовать выключать экономайзер (или устранять экономайзерный эффект), начиная с высоты 1500—2000 м. Это мероприятие при некотором уменьшении снижения мощности существенно повышает топливную экономичность двигателя (фиг. 23).

ВЫВОДЫ

1. Работа стандартного автомобильного двигателя в высокогорных условиях сопровождается существенным снижением мощности и ухудшением его топливной экономичности.

2. Интенсивность снижения эффективной мощности при неизменной регулировке карбюратора (без коррекции состава смеси) в диапазоне высот от 0 до 5000 м составляет в среднем около 12% на каждую 1000 м высоты.

Изменение относительной величины эффективной мощности двигателя ЗИЛ-120 при $n = 2000$ об/мин составляет: для 0—100, 1000—86, 2000—73, 3000—61, 4000—51 и 5000 м—40%.

3. Переобогащение смеси и снижение механического к.п.д. в высотных условиях резко повышает удельные эффективные расходы топлива, относительное увеличение которых для 2000 об/мин составляет: для 0—100, 1000—109, 2000—122, 3000—137, 4000—155 и 5000 м—181%.

4. Коррекция состава смеси в пределах высот от 0 до 5000 м повышает эффективную мощность по сравнению с эффективной мощностью при работе без коррекции в среднем на 1% на каждую 1000 м высоты.

5. Коррекция состава смеси значительно снижает величину удельных эффективных расходов топлива.

Снижение удельных эффективных расходов по сравнению с расходами при работе без коррекции для разных высот при 2000 об/мин составляет: для 0—0, 1000—6, 2000—16, 3000—26, 4000—40 и 5000 м—60%.

6. Из известных методов повышения мощности двигателя в высокогорных условиях наиболее эффективным является наддув. При наддуве двигателей грузовых автомобилей целесообразно применять нагнетатели типа ЯАЗ, обеспечивающие удовлетворительное протекание скоростных характеристик двигателя и позволяющие просто и достаточно экономично (по сравнению с другими приводными нагнетателями) регулировать степень повышения давления.

7. Индикаторная мощность двигателя при наддуве возрастает в среднем на 8% на каждую 0,1 увеличения степени повышения давления. При $p_k = 760$ мм рт. ст. она восстанавливается на 85% на высоте 5000 м и до 95% на высоте 3000 м.

Изменение эффективности мощности при наддуве ($p_k = 760$ мм. рт. ст.) по сравнению с мощностью, даваемой двигателем на тех же высотах, но без наддува, приведено в табл. 3 (в % без коррекции состава смеси).

Таблица 3

Число оборотов двигателя в 1 мин	Высота над уровнем моря, м					
	0	1000	2000	3000	4000	5000
	Расчетная высота 5000 м					
1500	-4	+6	18	31	46	64
2000	-4,5	+5,5	16	30	45	64
	Расчетная высота 3000 м					
1500	-1	+11	25	43	—	—

Относительные величины эффективной мощности двигателя в % на разных высотах при работе с наддувом ($p_k = 760$ мм. рт. ст.) приведены в табл. 4 (с коррекцией состава смеси).

9. Удельные расходы топлива на 1 э. л. с. ч. при наддуве увеличиваются. Относительные эффективные удельные расходы топлива (в %) при $p_k = 760$ мм рт. ст. для расчетной высоты 5000 м и $n = 2000$ об/мин приведены в табл. 5.

Таблица 4

Число оборотов двигателя в 1 мин	Высота над уровнем моря, м					
	0	1000	2000	3000	4000	5000
	Расчетная высота 5000 м					
1500	100	92	88	83	79	71
2000	100	90	85	79	74	68
	Расчетная высота 3000 м					
1500	100	97	94	89	—	—

Таблица 5

		Высота над уровнем моря, м				
0		1000	2000	3000	4000	5000
без нагнетателя	с нагнетателем					
	Без коррекции состава смеси					
100	105	112	125	138	155	174
	С коррекцией состава смеси					
100	105	109	114	122	130	142

Таблица 6

Высота над уровнем моря, м					
0	1000	2000	3000	4000	5000
Без коррекции состава смеси					
105	104	105	102	100	96
С коррекцией состава смеси					
105	104	106	108	113	115

Изменение удельных эффективных расходов топлива (в %) при наддуве ($p_k = 760$ мм рт. ст.) по отношению к расходам топлива на тех же высотах без наддува для 2000 об/мин приведено в табл. 6 (расчетная высота 5000 м).

ЛИТЕРАТУРА

1. Дмитриевский В. И., Холщевников К. В. Нагнетатели и наддув авиационных двигателей. М.-Л., Оборонгиз, 1939.
2. Ленин И. М. Теория автомобильных двигателей. М., Машгиз, 1958.
3. Кирсанов В. И. Теория карбюрации. М.-Л., ОНТИ НКТП СССР, 1935.
4. Орлин А. С., Калиш Г. Г. и др. Двигатели боевых машин. М., Машгиз, 1946.
5. Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности автомобиля. М.-Л., Изд-во Академии наук СССР, 1948.
6. Минкнер К. В. и др. Испытание автомобильных двигателей в высотных условиях. М., Госмашиздат, 1933. (Труды ЦИАМ, вып. 4).
7. Лызо Г. П. Исследование работы автомобильного двигателя в высокогорных условиях. В сб. «Научные труды», вып. 2. М., Автотрансиздат, 1954. (Моск. автомех. ин-т).
8. Махалдиани В. В. Некоторые вопросы теории автотракторных двигателей. Тбилиси, «Техника до шрома», 1952.
9. Дубровский Н. Г. Автоматы наддува авиадвигателей. М., 1939. (Моск. авиац. ин-т).
10. Синицын К. А. Испытание двигателей внутреннего сгорания. М., Военно-инж. академия КА, 1941.
11. Чудаков Е. А., Аронов Д. Влияние октанового числа топлива и опережения зажигания на мощность и экономичность двигателя. «Автомобиль», 1952, № 9.
12. Масленников М. М., Рапипорт М. С. Авиационные поршневые двигатели. М., Оборонгиз, 1951.
13. Масленников М. М., Рудзкий К. А. Влияние температуры и давления поступающего воздуха на работу карбюраторного двигателя. М.-Л., ОНТИ НКТП СССР, 1935.
14. Поляков В. С. Клиноременные передачи. М.-Л., Машгиз, 1947.
15. Гурвич И. Б. Исследование влияния центробежного наддува на мощность и экономичность двигателя ГАЗ-51. Автореферат диссертации. Горький, 1953. (Горьковский автомоб. з-д).
16. Энциклопедический справочник. Т. 10. Машиностроение. М., Изд-во научно-техн. лит. 1949.
17. Швеиц А. Регулировка карбюраторов при эксплуатации автомобилей в горных районах. «Автомобиль», № 4. 1952.
18. Михайлова Г. И. Нагнетатели. М., Воениздат, 1940.
19. Брилинг Н. Р., Алексеев С. И., Петров В. А. Тепловой расчет авиационных двигателей. М., Научно-техн. управление ВСНХ, 1927.

**МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО
ИССЛЕДОВАНИЯ
ДИНАМИКИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ
РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ
С ТУРБОНАДДУВОМ**

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в СССР созданы и освоены в производстве новые, более совершенные модели двигателей различного назначения, которые по своим показателям не уступают, а в ряде случаев превосходят лучшие образцы зарубежных фирм.

Одним из направлений развития автотракторного дизелестроения является применение турбонаддува с постепенным повышением уровня давлений наддува. Дальнейшее совершенствование турбодизелей — одна из задач научно-исследовательских организаций и предприятий, работающих в области создания более эффективных двигателей внутреннего сгорания.

Тяговые и динамические качества автомобилей и тракторов, а следовательно, и их производительность зависят от показателей работы двигателя в реальных условиях эксплуатации. Двигатели автотракторного типа часто работают на неустановившихся режимах, вызванных либо воздействием на орган управления двигателем, либо изменением нагрузки двигателя при преодолении автомобилем или трактором различных сопротивлений движению.

Установлено [1; 2; 15], что в условиях неустановившегося режима работы протекание рабочего процесса двигателя связано с целым рядом особенностей, вследствие чего его эффек-

тивные показатели могут заметно отличаться от показателей при соответствующих установившихся режимах работы.

Автомобиль или трактор, на который установлен дизель с турбонаддувом, представляет собой сложную динамическую систему, состоящую из собственно двигателя, всережимного регулятора, турбокомпрессора и «потребителя». При решении задач динамики такой системы необходимо учитывать особенности совместной работы ее отдельных звеньев на неустановившихся режимах. Однако известные работы по этому вопросу либо выполнены с большими допущениями, снижающими их практическую ценность, либо рассматривают частные случаи работы транспортного или тягового агрегата.

Обычная оценка динамических качеств двигателя по его характеристикам, снятым на установившихся режимах, не может быть признана достаточной. Возникла необходимость конкретного определения его действительных динамических свойств, т. е. получения таких характеристик, которые позволили бы сравнивать и оценивать динамические качества двигателей.

В настоящей работе изложены методика и некоторые результаты первого этапа экспериментальных исследований динамики дизеля ЯМЗ-238Н на электротормозном стенде.

НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Режимы работы автотракторных двигателей

Работа двигателя внутреннего сгорания характеризуется его показателями, к которым относятся: среднее эффективное давление p_e , крутящий момент M , эффективная мощность N_e , число оборотов $n_{дв}$ и др. Число оборотов $n_{дв}$ и нагрузка (p_e , M) определяют режим работы двигателя. Режимы его работы могут быть установившимися и неустановившимися.

На установившихся режимах основные показатели работы двигателя постоянны, т. е. не зависят от времени. Эти режимы имеют место только при равенстве количества энергии, вырабатываемой двигателем, количеству энергии, расходуемой «потребителем». Характеристики двигателя, снятые на установившихся режимах в соответствии с ГОСТ 491—55, будем называть статическими.

На неустановившихся режимах могут изменяться во времени нагрузка, число оборотов коленчатого вала, тепловое состояние двигателя и другие факторы. В этом случае двигатель вырабатывает либо избыточное, либо недостаточное

количество энергии по сравнению с энергией, расходуемой «потребителем» в данный момент времени, и поэтому показатели его работы (хотя бы один из них) изменяются во времени.

В зависимости от характера причин, вызывающих появление неустановившихся режимов, последние могут быть разделены на три группы:

1. Неустановившиеся режимы, вызванные изменением нагрузки двигателя. В условиях эксплуатации эти режимы имеют место при изменении преодолеваемых автомобилем дорожных сопротивлений (смене подъемов и спусков, изменении характера покрытия дороги и т. д. при движении с постоянным положением органа управления двигателем) или при выполнении машинно-тракторным агрегатом некоторых сельскохозяйственных работ [2].

2. Неустановившиеся режимы, вызванные перестановками органа управления двигателем («педали газа») водителем. Примером может служить режим разгона при трогании автомобиля с места и режимы при преднамеренном изменении скорости его движения.

3. Неустановившиеся режимы, вызванные случайными факторами (например, нестабильностью протекания рабочего процесса, кратковременным нарушением нормальной работы топливopодающей аппаратуры, случайным кратковременным изменением нагрузки двигателя и т. д.).

В реальных условиях эксплуатации автотракторных двигателей часто различные неустановившиеся режимы работы следуют друг за другом или вызываются одновременно несколькими причинами. Изучение таких режимов представляет большие трудности. Поэтому на первом этапе целесообразно исследование переходных процессов, т. е. неустановившихся режимов работы при переходе двигателя от работы на одном установившемся режиме к другому.

Режим, с которого начинается переходный процесс, будем называть исходным режимом, а тот режим, на котором он заканчивается,— конечным. или основным режимом работы двигателя.

Краткий обзор литературы по неустановившимся режимам работы двигателей

Современное состояние вопросов работы автомобильного карбюраторного двигателя на режимах разгона наиболее полно изложено в работах [1] и [6].

Авторы отмечают, что на режимах разгона эффективная мощность и крутящий момент, как правило, снижаются, а эффективный удельный расход топлива увеличивается. К основным причинам, вызывающим ухудшение рабочего процесса, а следовательно, мощностных и экономических показателей работы двигателя при разгоне относятся:

1. Нарушение смесеобразования, сопровождающееся обычно обеднением горючей смеси вследствие инерции топлива в каналах карбюратора. Значительное влияние на изменение качества горючей смеси оказывает тепловая инерция деталей цилиндровой группы и впускного трубопровода, вызывающая ухудшение испарения топлива.

2. Уменьшение весового наполнения цилиндра свежей смесью. Обычно значения коэффициента наполнения при разгоне η_V меньше его значений на соответствующих установившихся режимах. Величина η_V в зависимости от изменения углового ускорения коленчатого вала (для данного числа оборотов) изменяется линейно.

3. Влияние инерции движущихся масс двигателя, на изменение кинетической энергии которых в процессе разгона расходуется часть индикаторной работы двигателя.

4. Несоответствие углов опережения зажигания изменяющемуся при разгоне составу горючей смеси в цилиндрах двигателя в каждый данный момент разгона.

5. Зависящая от закона открывания дроссельной заслонки степень ухудшения рабочего процесса. Существует оптимальная скорость открывания дроссельной заслонки, при которой можно получить наибольшие ускорения коленчатого вала двигателя. Отмечается, что закон изменения ее положения оказывает большее влияние в начале процесса разгона.

В работе [1] значительное место уделено вопросам методики и аппаратуры, рассмотрен ряд новых специальных приборов и устройств, позволяющих осуществить широкое исследование автотракторных двигателей на любых режимах работы как в лабораторных, так и в дорожных условиях.

В исследовании работы тракторного двигателя в условиях эксплуатации, проведенном В. Н. Болтинским [2], отмечается, что основной причиной появления неустановившихся режимов работы тракторных двигателей является изменение приведенного к коленчатому валу момента сопротивления M_c при выполнении машинно-тракторным агрегатом некоторых сельскохозяйственных работ. Экспериментальными исследованиями установлено, что изменение приведенного крутящего мо-

мента сопротивления часто имеет периодический характер и приближенно может быть представлено выражением:

$$M_c = M_{c_{cp}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \sin mt_x \right),$$

где $M_{c_{cp}}$ — среднее значение момента сопротивления;

δ — степень неравномерности M_c ,

m — круговая частота, равная $\frac{2\pi}{T}$;

T — период изменения M_c ;

t_x — время.

Математическое выражение для определения числа оборотов двигателя при действии периодического момента сопротивления получено при допущении, что характер кривой крутящего момента идентичен как при установившихся, так и при неустановившихся нагрузках. Указывается, однако, возможное изменение коэффициентов η_v , η_i , η_m , α и отмечается значительное влияние на величину колебаний числа оборотов двигателя инерции машинно-тракторного агрегата и степени неравномерности регулятора.

В последующих работах в этом направлении В. Н. Болтинским [3], И. К. Кипшакбаевым [7], Е. А. Козмодемьяновым [8] и М. И. Погосбековым [11] уточнены закономерности изменения M_c при выполнении машинно-тракторным агрегатом различных сельскохозяйственных работ, дана количественная оценка ухудшения эффективных показателей работы тракторного дизеля Д-35, предложен ряд мер по улучшению показателей работы тракторных двигателей в условиях эксплуатации и уточнены аналитические зависимости, используемые для теоретического анализа.

А. К. Юлдашевым [15] на специальной тормозной установке изучалось изменение индикаторных показателей вихрекамерного тракторного дизеля при периодическом характере нагрузки. Более точными, чем в предыдущих работах, измерениями автор подтверждает ухудшение эффективных показателей работы дизеля в этих условиях и дает некоторые рекомендации по их улучшению. Ценность проведенных исследований несколько снижается тем, что все эксперименты проводились при закрепленной рейке топливного насоса, т. е. всережимный регулятор фактически исключался из работы. Существенное влияние регулятора на показатели работы двигателя на неустановившихся режимах подчеркивается работами [2; 7].

Режимы разгона дизеля ЯМЗ-236 в лабораторных условиях исследованы экспериментально А. М. Гугиным [5]. Про-

цесс разгона осуществлялся изменением положения рейки топливного насоса, которая перемещалась специальным устройством в течение 0,5—6 сек при различных первоначальных нагрузках на тормозе. Путем сопоставления с соответствующими установленными режимами выявлены особенности работы муфты опережения впрыска топлива, топливного насоса, определены изменения индикаторных и эффективных показателей работы двигателя. Все экспериментальные графики построены в зависимости от величины углового ускорения коленчатого вала, а не времени. Поэтому неясно количественное изменение показателей работы двигателя в течение процесса разгона.

По исследованию неустановившихся режимов работы дизеля с турбонаддувом известно всего несколько работ.

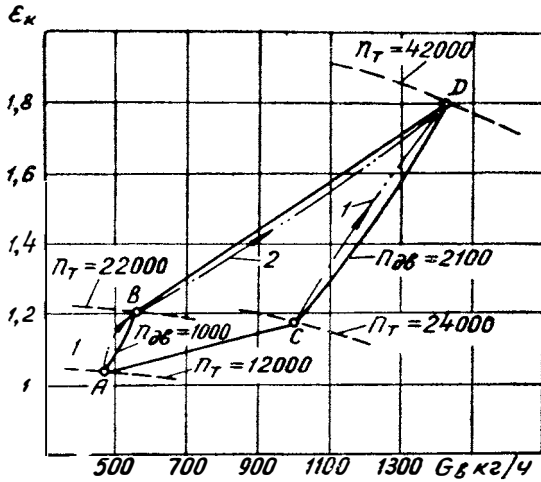
Одним из первых исследовал режимы разгона дизеля с турбонаддувом В. И. Яковлев [16]. Разгон дизеля Д-6 при определенной нагрузке на тормозе вызывался заданным перемещением рейки топливного насоса. Отмечено значительное ухудшение приемистости дизеля с турбонаддувом по сравнению с приемистостью дизеля без наддува. Для улучшения приемистости рекомендуется временное увеличение дозы топлива на время разгона. Приводится графоаналитический метод расчета процесса разгона дизеля с турбонаддувом.

Следует отметить экспериментальную работу К. Циннера [17]. На электрической тормозной установке им получены осциллограммы неустановившихся режимов работы турбодизеля при различных изменениях нагрузки; указаны причины, влияющие на характер протекания действительных процессов в двигателе; дана оценка некоторых показателей рабочего процесса дизеля на исследуемых режимах. Однако в работе не сделано никаких обобщений, относящихся к динамике системы в целом, и, кроме того, вследствие несовершенства измерений мгновенных значений крутящего момента двигателя сделан ошибочный вывод, что при степени турбонаддува до 60% показатели его работы на неустановившихся режимах практически не отличаются от соответствующих показателей дизеля без наддува.

Переходные процессы дизеля с турбонаддувом

Следует несколько подробнее остановиться на работе дизеля с турбонаддувом в течение различных переходных процессов, чтобы выбрать для экспериментальных исследований наиболее характерные из них.

На фиг. 1 на гидравлические характеристики двигателя [14] при минимальном $A-B$ и максимальном $C-D$ числа оборотов коленчатого вала (сплошные линии) наложены характеристики нагнетателя (пунктирные линии) в координатах расход воздуха G_B — степень повышения давления ϵ_k . Линии $A-C$ и $B-D$ характеризуют изменения давления наддува соответственно на холостом ходу двигателя и при полной цикловой подаче топлива в зависимости от числа оборотов коленчатого вала.



Фиг. 1. Схема совмещенных характеристик двигателя и турбокомпрессора:

$A-B$ и $C-D$ — гидравлические характеристики двигателя соответственно на 1000 и 2100 об/мин; $B-D$ — статистическая скоростная характеристика двигателя; 1 и 2 — динамические характеристики двигателя.

На установившемся режиме работы дизеля с турбонаддувом имеет место не только равенство энергии, вырабатываемой двигателем, и энергии, расходуемой «потребителем», но и равенство работы расширения газов в турбине (с учетом механического к. п. д.) работе сжатия воздуха в компрессоре, что обеспечивает постоянные для данного режима обороты ротора турбокомпрессора и, следовательно, определенное давление наддува.

Если положение органа управления двигателя, работающего под управлением всережимного регулятора (педали «газа») постоянно и двигатель работает без перегрузок, то при изменении нагрузки регулятор либо увеличивает, либо

уменьшает подачу топлива. Число оборотов коленчатого вала при этом меняется относительно мало и его изменениями при выяснении особенностей работы двигателя с турбонаддувом можно пренебречь.

Очевидно, что одним из наиболее тяжелых с точки зрения работы двигателя случаев будет мгновенное увеличение нагрузки от холостого хода до полной, т. е. переходный процесс от точки *A* к *B*, либо от точки *C* к *D* (см. фиг. 1), так как обороты ротора турбокомпрессора вследствие его инерционности не могут мгновенно измениться до их значений в точках *B* и *D*. Кроме того, процесс разгона турбокомпрессора начнется лишь после того, как регулятор, переставив рейку насоса, вызовет увеличение подачи топлива, вследствие чего возрастут давление и температура газов перед турбиной.

Таким образом, в течение всего переходного процесса расход воздуха двигателем, а следовательно, и коэффициент избытка воздуха будет меньше, чем на установившемся режиме в точках *D* или *B*, и «разгонные» кривые *A—B* и *C—D* будут несколько смещены влево (штрих-пунктирные линии *I* на фиг. 1). Несоответствие количества воздуха количеству подаваемого топлива может привести к существенному ухудшению эффективных показателей двигателя и вызвать дымность выхлопа. Исследование такого переходного процесса представляет наибольший практический интерес на первом этапе изучения неустановившихся режимов работы дизеля с турбонаддувом. Кроме того, такой характер нагрузки можно встретить в условиях эксплуатации, например, при резком увеличении сопротивления движению систем, буксируемых трактором или автомобилем во внедорожных условиях.

При резком сбросе нагрузки, т. е. переходном процессе от точки *B* к *A* или *D* к *C* давление наддува и коэффициент избытка воздуха всегда будут выше, чем в точках *A* и *C*. Заброса оборотов ротора турбокомпрессора ниже значений в точках *A* и *C* в этом случае не будет, так как энергия, подводимая к колесу турбины, убывает быстрее, чем энергия, потребляемая колесом компрессора.

Среди других переходных процессов, вызванных изменением нагрузки, значительный практический интерес представляет разгон двигателя при максимальной цикловой подаче топлива, имеющий место в эксплуатации автомобиля. Для выявления особенностей работы дизеля с турбонаддувом на режимах разгона целесообразно рассмотреть переходный процесс от точки *B* до точки *D* (в этих точках будет наибольшее различие значений чисел оборотов двигателя и ротора

турбокомпрессора) при мгновенном уменьшении нагрузки от ее величины в точке *B* до соответствующего значения в точке *D*. В таком переходном процессе существенно изменяются как обороты двигателя, так и обороты турбокомпрессора. Основной причиной, вызывающей ускорение ротора турбокомпрессора в этом случае является увеличение общего количества газа, подводимого к турбине, в связи с ростом числа оборотов двигателя. Вследствие инерционности ротора нарастание его оборотов при росте числа оборотов коленчатого вала двигателя происходит с некоторым запаздыванием. Поэтому давление наддува в точках «разгонной» характеристики (кривая 2 на фиг. 1) будет несколько ниже, чем на соответствующих установившихся режимах работы двигателя. Однако из-за относительно больших исходных значений числа оборотов турбокомпрессора и давления наддува следует ожидать лишь незначительного ухудшения коэффициента избытка воздуха и рабочего процесса двигателя в целом.

Критерии оценки динамических качеств двигателя.

Динамические характеристики

Общепринятыми критериями оценки динамических качеств двигателя, которыми пользуются в настоящее время в теории автомобиля и трактора [13], являются коэффициенты приспособляемости по крутящему моменту и оборотам, полученные по статическим характеристикам двигателя.

Коэффициентом приспособляемости двигателя по крутящему моменту называют отношение максимального крутящего момента по внешней скоростной характеристике $M_{\text{макс}}$ к величине крутящего момента на номинальном режиме $M_{\text{н}}$, т. е. $K_{\text{м}} = \frac{M_{\text{макс}}}{M_{\text{н}}}$.

Коэффициентом приспособляемости двигателя по оборотам называют отношение угловых скоростей коленчатого вала при номинальном числе оборотов $\omega_{\text{н}}$ и при максимальном крутящем моменте ω_0 , т. е. $K_0 = \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_0}$.

Коэффициент $K_{\text{м}}$ характеризует способность двигателя преодолевать перегрузки за счет роста крутящего момента по внешней характеристике, а коэффициент K_0 — за счет использования кинетической энергии, аккумулированной маховиком и другими движущимися массами двигателя. Динамические качества автомобиля и трактора в целом также определяются с помощью статических характеристик.

Такая оценка динамических качеств современных мощных быстроходных автотракторных дизелей, не учитывающая особенностей работы звеньев динамической системы в условиях неустановившихся режимов их взаимодействия при работе, не может считаться достаточной. В связи с этим для оценки динамических качеств двигателя введено понятие его «приемистости», которое, однако, до настоящего времени не имеет четкого определения и не учитывается при определении параметров разгона автомобиля и трактора.

Б. Е. Бруснянов [4] под приемистостью двигателя понимает процесс перехода его от режима малой до режима полной мощности в результате быстрого перемещения органов регулирования мощности.

А. М. Малявинский и Н. М. Софронов [9] называют приемистостью двигателя его способность быстро развивать и сбрасывать обороты.

В. И. Яковлев [16] под динамическими качествами двигателя понимает способность его переходить от режима минимальной до режима максимальной мощности в кратчайшее время. Для дизеля с турбонаддувом приемистость оценивается им по времени нарастания числа оборотов ротора турбокомпрессора от минимальных до максимальных.

Д. А. Чудаков [13] и А. А. Прокофьев [12] понятие «приемистость» относят к машине в целом (к автомобилю, танку и т. д.). Основными оценочными измерителями приемистости машины считаются время и путь разгона.

При работе на неустановившемся режиме поведение динамической системы зависит не только от ее динамических свойств, но и от того, какой характер имеет возмущающее воздействие. Таким образом, для того, чтобы охарактеризовать и сравнить динамические свойства различных динамических систем, необходимо условиться, какое возмущающее воздействие следует иметь в виду.

В теории автоматического регулирования для решения аналогичной задачи используются переходные процессы, которые вызываются ступенчатыми, или скачкообразными возмущающими воздействиями. Совокупность кривых изменения обобщенных координат системы во времени в таком переходном процессе называют ее динамической характеристикой. Аналогичные зависимости во времени параметров работы двигателя являются его динамическими характеристиками.

Для оценки динамических качеств двигателя из всего многообразия его возможных динамических характеристик должны быть выбраны наиболее характерные.

Выше были отмечены переходные процессы, представляющие интерес для исследований при выяснении особенностей работы двигателя на неустановившихся режимах, а именно — процессы, вызванные мгновенным увеличением нагрузки двигателя от холостого хода до полной, и процессы разгона до номинального числа оборотов коленчатого вала при максимальной цикловой подаче топлива. Динамические характеристики двигателя, полученные в этих переходных процессах, позволяют также дать оценку его динамическим качествам.

Действительно, в процессе, вызванном резким увеличением нагрузки, все звенья динамической системы приходят в движение, и характер изменения обобщенных координат системы (числа оборотов коленчатого вала $n_{дв}$ и ротора турбокомпрессора $n_{ткр}$, положения муфты регулятора h_p) зависит как от свойств ее отдельных звеньев (регулятора, турбокомпрессора, двигателя и «потребителя»), так и от особенностей работы звеньев в условиях неустановившегося режима.

Характер изменения числа оборотов двигателя и турбокомпрессора в процессе разгона при максимальной цикловой подаче топлива позволяет оценить динамические качества двигателя при его работе с перегрузками.

В дальнейшем в качестве основных динамических характеристик приняты:

1. Динамическая характеристика, получающаяся при мгновенном увеличении нагрузки от нуля (холостого хода) до полной при постоянном положении органа управления двигателем. Она названа теоретической динамической регуляторной характеристикой дизеля.

2. Динамическая характеристика разгона двигателя от режима максимального крутящего момента до номинального при максимальной цикловой подаче топлива, полученная при мгновенном уменьшении нагрузки и названная теоретической динамической скоростной характеристикой двигателя.

По аналогии с существующей терминологией при изучении неустановившихся режимов работы двигателей можно говорить об их частичных динамических характеристиках.

Экспериментально можно осуществить лишь близкое к скачкообразному изменение нагрузки, что приводит к некоторому отступлению от вышеуказанных условий получения той или иной характеристик двигателя. В дальнейшем под динамическими характеристиками двигателя понимаются экспериментальные динамические характеристики.

Для оценки динамических качеств двигателя по его динамическим характеристикам можно использовать те же критерии, которыми характеризуется переходный процесс в теории автоматического регулирования, а именно:

1. Время, в течение которого величины $n_{дв}$, $n_{ткр}$ и h_p достигают 95% от их значений на конечном режиме. Ограничение 95% вводится в связи с тем, что теоретически длительность переходного процесса бесконечна и при определении момента достижения номинальных значений возможна большая ошибка.

2. Разница или соотношение значений $n_{дв}$, $n_{ткр}$ и h_p на исходном и номинальном установившихся режимах.

3. Максимальное отклонение (динамический заброс) величин $n_{дв}$, $n_{ткр}$ и h_p от их значений на номинальном режиме.

4. Число колебаний величин $n_{дв}$, $n_{ткр}$ и h_p в течение процесса перехода к номинальному режиму.

Такая оценка динамических качеств двигателя позволяет:

а) дать качественную и количественную характеристику устойчивости динамической системы, так как требование устойчивости является важнейшим условием ее нормальной работы;

б) сравнить динамические качества двигателей различных конструкций, но примерно одинаковой номинальной мощности, т. е. выбирать тот или иной двигатель для конкретных условий эксплуатации с учетом его динамических свойств.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

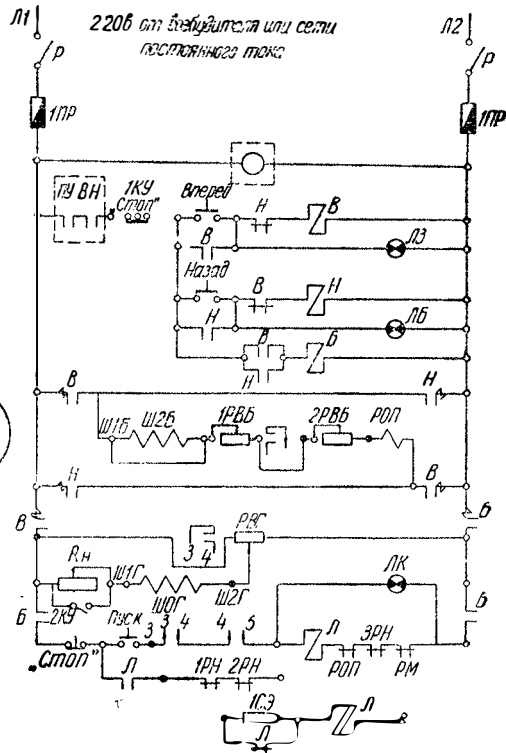
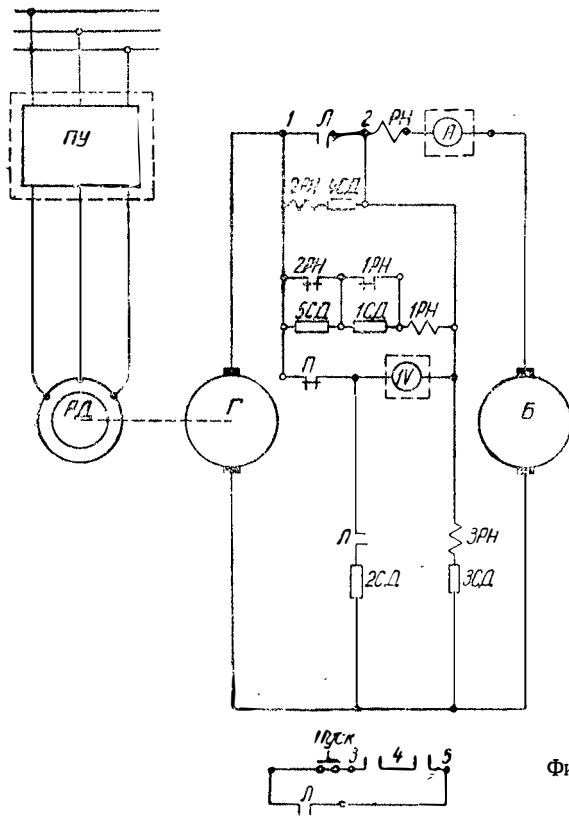
Экспериментальная установка

Методика разработана для условий стендовых исследований динамики неустановившихся режимов работы двигателя, вызванных изменением его нагрузки.

Экспериментальная установка состоит из испытываемого двигателя и тормозного стенда.

Двигатель ЯМЗ-238 испытывался без наддува и с серийной системой турбонадува Ярославского моторного завода. В этом состоянии его комплектность соответствовала модификации дизеля ЯМЗ-238Н.

Исследования проводились на тормозном стенде с электрической балансирной машиной Харьковского электромеханического завода типа БМП-49,3/36, работающей в системе Леонарда. В электрическую схему тормоза (фиг. 2) были



Фиг. 2. Принципиальная электрическая схема тормозной установки.

внесены следующие дополнения, обеспечивающие получение динамических характеристик двигателя:

1. К обмотке возбуждения ШОГ генератора последовательно включен реостат нагрузки ползункового типа R_n , с помощью которого снимаются динамические скоростные характеристики двигателя. При обычной работе тормоза реостат шунтируется выключателем.

Снятие скоростной динамической характеристики производится в следующей последовательности:

Устанавливается номинальный скоростной режим и заданная нагрузка при рейке топливного насоса, доведенной до упора ограничения цикловой подачи. Включается реостат дополнительной нагрузки, причем его сопротивление в момент включения равно нулю. Движением ползунка общее сопротивление обмотки возбуждения генератора увеличивается, чем создается дополнительная нагрузка на двигатель. Число оборотов двигателя при этом понижается до 1200 *об/мин* (выбранный исходный скоростной режим) и проводятся замеры. Затем включается записывающая аппаратура, а реостат шунтируется выключателем. Дополнительная нагрузка, созданная реостатом, снимается, и двигатель разгоняется до номинального скоростного режима, после установления которого выключается записывающая аппаратура.

2. Установлен пакетный выключатель, с помощью которого могут быть замкнуты контакты 3 и 4, 4 и 5.

При обычной работе тормоза линейный контактор L , замыкающий своими главными контактами 1 и 2 контур $G-B$, может быть включен лишь тогда, когда рукоятки регулятора возбуждения балансирной машины 1РВБ и регулятора возбуждения генератора РВГ поставлены в исходное крайнее левое положение.

При снятии динамической регуляторной характеристики пакетным выключателем замыкаются контакты 3 и 4, 4 и 5 и устанавливается определенная нагрузка и число оборотов (основной режим) двигателя. Затем кнопкой «стоп» 2КУ выключается контактор L (разрывается контур $G-B$), и двигатель переходит на режим холостого хода. Далее включается записывающая аппаратура, и в тот момент, когда вольтметр IV показывает напряжение, близкое к нулю (напряжение, меняемое вольтметром колеблется вследствие колебания оборотов двигателя на режиме холостого хода), включается кнопка «пуск», в результате чего происходит резкая нагрузка двигателя. После установления основного режима записывающая аппаратура выключается.

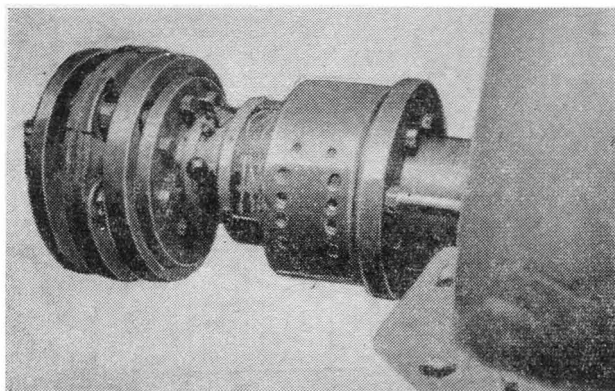
Во избежание повреждения весового устройства тормоза статором балансирной машины последний перед снятием динамической характеристики жестко закрепляется.

Применение обычной электрической тормозной установки для получения динамических характеристик двигателя не вызывает неприятных последствий. Величины ускорений якоря тормоза не достигают опасных с точки зрения его прочности значений, а максимальные величины кратковременного заброса тока в цепи якоря не превышают допустимых.

Аппаратура

Кроме обычной измерительной аппаратуры, применяемой при снятии статических характеристик двигателя по ГОСТ 491—55, используется аппаратура, позволяющая получать запись текущих значений крутящего момента, числа оборотов двигателя, положения рейки топливного насоса и числа оборотов ротора турбокомпрессора при работе двигателя на неустановившемся режиме.

Эффективный крутящий момент двигателя. Прибором, позволяющим практически безынерционно записывать текущие значения эффективного крутящего момента двигателя, является динамометрическая муфта МД-10, созданная отделом приборов НАМИ (фиг. 3) *.



Фиг. 3. Динамометрическая муфта МД-10.

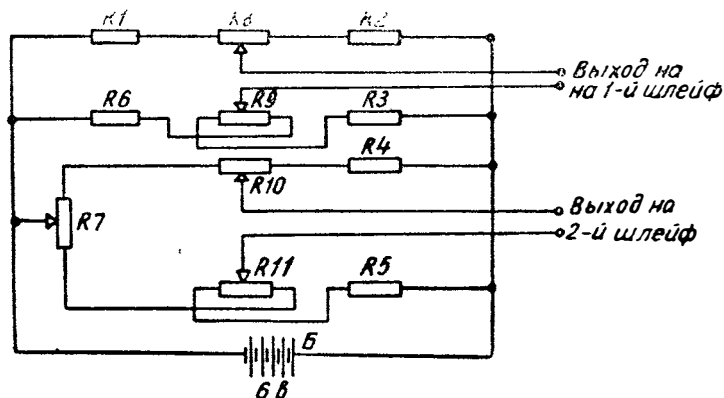
* Подробное описание работы аналогичной муфты и ее электрическая схема приводятся в работе [10].

Одним концом муфта центрируется и жестко крепится к валу тормоза, чем устраняются возможные перекосы при ее работе, а другим — через полужесткое эластичное соединение — к валу двигателя. Электрическое измерительное устройство собрано в отдельном корпусе и питается от звукового генератора ЗГ-10 напряжением 20 в и частотой 500 гц.

Для контроля показаний муфты записывались значения тока в главной цепи электрической балансирной машины. Многочисленными проверками установлено, что достаточной для данных исследований степенью точности можно пренебречь изменениями величины падения напряжения в цепи якоря и изменениями к. п. д. электрической машины при изменении нагрузки и считать величину тока, пропорциональной электрической нагрузке двигателя.

При неустановившихся режимах работы переходные процессы электрической машины протекают во много раз быстрее, чем переходные процессы двигателя, поэтому мгновенные значения тока можно считать пропорциональными действительной электрической нагрузке и при работе двигателя на неустановившихся режимах. Запись значений тока, кроме того, дает возможность определить начало и конец неустановившегося режима работы двигателя.

Положение рейки топливного насоса. Для записи положения рейки топливного насоса был принят реохордный датчик, собранный по схеме фиг. 4.



Фиг. 4. Электрическая схема для записи положений рейки топливного насоса:

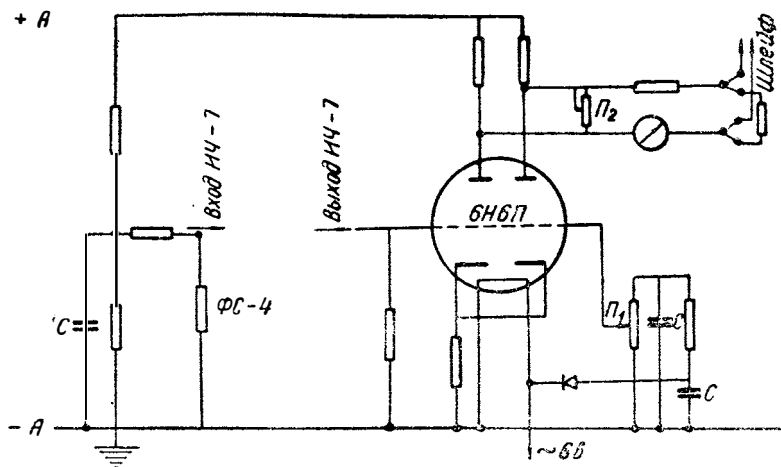
$R_1 = R_2 = \dots = R_8$ — сопротивления 240 ом; $R_9 = R_3 = R_{10} = R_{11}$ — сопротивления 220 ом, намотанные манганиновой проволокой диаметром 0,1 мм на стальных изолированных стержнях.

Два мостика схемы обеспечивают запись перемещений рейки двумя шлейфами осциллографа, причем одним записывается полное перемещение рейки, а другим, более чувствительным,— возможные колебания рейки при установлении нового установившегося режима работы двигателя. Установка луча второго шлейфа в исходное положение производится с помощью переменного сопротивления R_7 .

Применение двух скользящих контактов (связанных с рейкой насоса) в каждом мостике, кроме увеличения чувствительности датчика, обеспечивает его линейность, т. е. пропорциональность между величиной перемещения контактов и величиной тока в измерительной диагонали мостика.

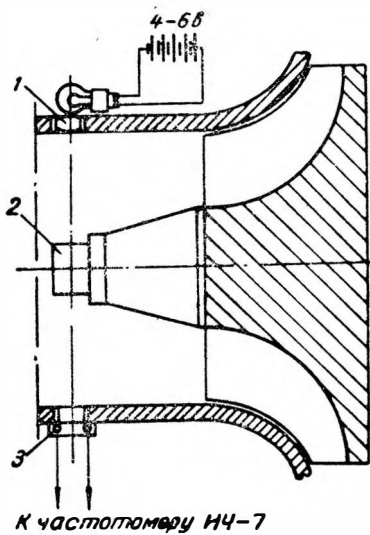
Число оборотов коленчатого вала и ротора турбокомпрессора. Изменение числа оборотов коленчатого вала двигателя и ротора турбокомпрессора записывалось на ленту осциллографа с помощью прибора РЧ-2, созданного отделом приборов НАМИ. Этот прибор состоит из двух одинаковых каналов, каждый из которых работает в паре частотомером ИЧ-7.

Принципиальная электрическая схема одного канала показана на фиг. 5.



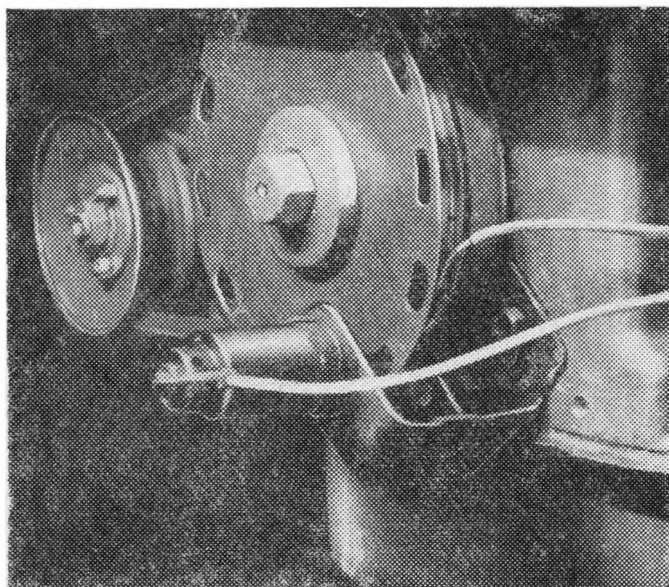
Фиг. 5. Принципиальная электрическая схема РЧ-2.

Импульсы с фотоэлектрического датчика (фиг. 6 и 7) поступают в ИЧ-7. Выходной сигнал ИЧ-7 подается на левую половину сетки двойного триода 6Н6П, а постоянное напряжение, регулируемое потенциометром Π_1 — на правую.



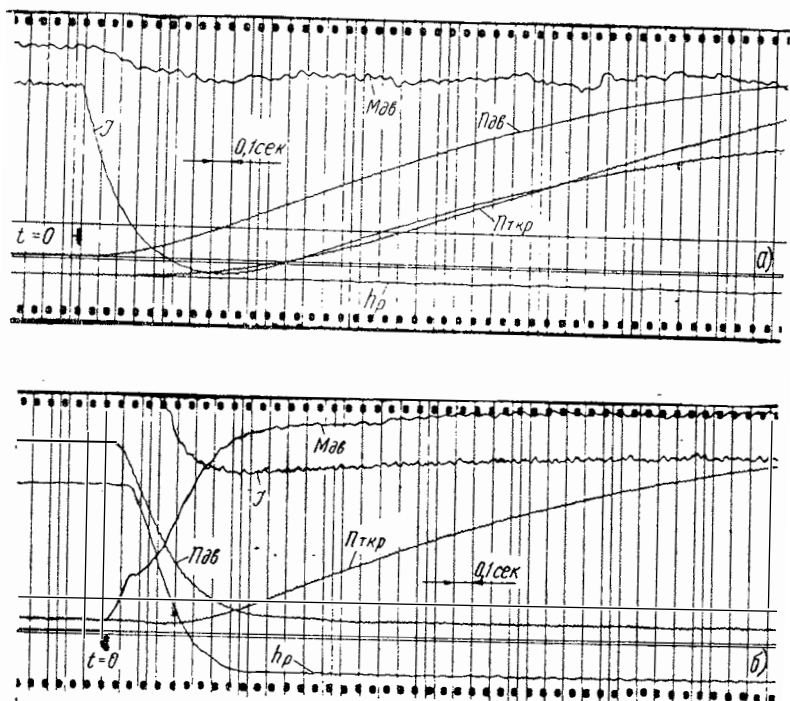
Фиг. 6. Схема установки фотоэлектрического датчика для замера числа оборотов ротора турбокомпрессора:

1 — фокусирующая линза; 2 — прерыватель луча; 3 — фотосопротивление.



Фиг. 7. Фотоэлектрический датчик числа оборотов коленчатого вала.

Перед снятием динамической характеристики двигателя потенциометром Π_1 устанавливаются равные анодные токи двойного триода. При изменении числа оборотов меняется анодный ток левой половины, и шлейф осциллографа регистрирует величину этого изменения.



Фиг. 8. Образцы осциллограмм динамических скоростей (а) и регуляторной (б) характеристик.

Переменное сопротивление Π_2 включено параллельно шлейфу и позволяет регулировать величину тока, проходящего через шлейф, т. е. изменять масштаб осциллограммы.

Тарировка аппаратуры производится с помощью звукового генератора.

Запись всех процессов производится шлейфным осциллографом К-12—21 на бумажную ленту шириной 10 см со скоростью 6 см/сек.

Образцы осциллограмм показаны на фиг. 8, а и б.

Статические и динамические характеристики двигателя

По ГОСТ 491—55 на методы стендовых испытаний автотракторных двигателей снимались статические характеристики двигателя без наддува и с турбонаддувом:

- а) внешняя скоростная характеристика;
- б) нагрузочные и регуляторные характеристики на скоростном режиме, близком к минимальному (1000 об/мин), на скоростном режиме, при котором достигается максимальный крутящий момент (1600 об/мин), и на номинальном режиме (2100 об/мин).

По этим характеристикам определяются основные показатели работы двигателя и степень неравномерности регулятора.

Приведенный к коленчатому валу момент инерции вращающихся масс экспериментальной установки определяется экспериментальным методом выбега. Затем снимаются скоростные и регуляторные динамические характеристики, соответствующие статическим.

По динамическим характеристикам выявляются особенности работы двигателя на неустановившихся режимах, для чего абсолютные величины текущих значений крутящего момента сравниваются с соответствующими значениями крутящего момента при работе двигателя на установившихся режимах. Под текущими значениями параметров работы двигателя (крутящий момент, число оборотов и т. д.) понимаются их значения, осредненные внутри одного рабочего цикла в данный момент времени.

Под абсолютной величиной эффективного крутящего момента понимается алгебраическая сумма двух моментов: эффективного момента двигателя, преодолевающего внешние сопротивления, и момента, расходуемого на ускорение движущихся масс двигателя.

Детальный анализ параметров рабочего процесса при работе дизеля на неустановившихся режимах является задачей последующих этапов исследований по данной теме и в данной статье не приводится.

Некоторые результаты экспериментов

Динамические регуляторные характеристики дизеля качественно не отличаются друг от друга. Характер их протекания рассмотрен на примере характеристики с основным скоростным режимом $n_{дв} = 1600$ об/мин.

Результаты обработки осциллограмм приведены на фиг. 9—12.

Для указания различных параметров работы двигателя на фиг. 9—12 приняты следующие обозначения:

$n_{дв}$ — число оборотов коленчатого вала двигателя в 1 мин;

h_p — перемещение рейки топливного насоса, мм ($h_p=0$ соответствует положению рейки при работе по внешней скоростной характеристике двигателя);

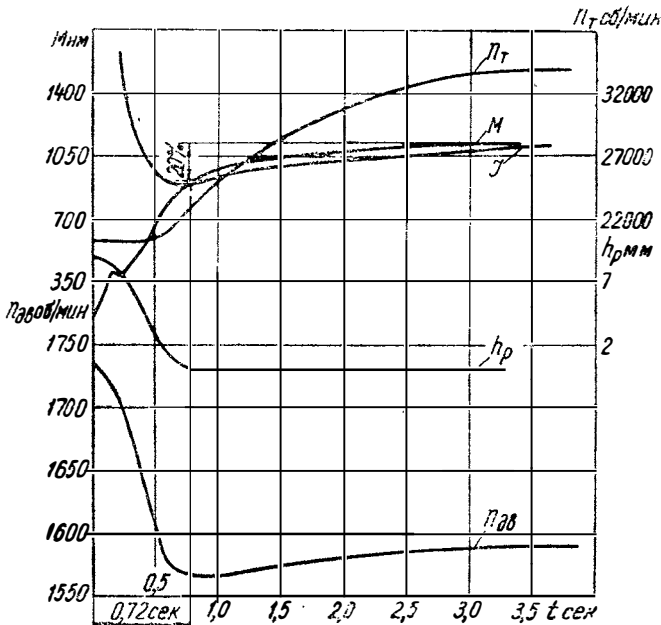
$M_{дв}$ — эффективный крутящий момент двигателя, н.м;

I — момент, расходуемый на преодоление электрической нагрузки тормоза, н.м;

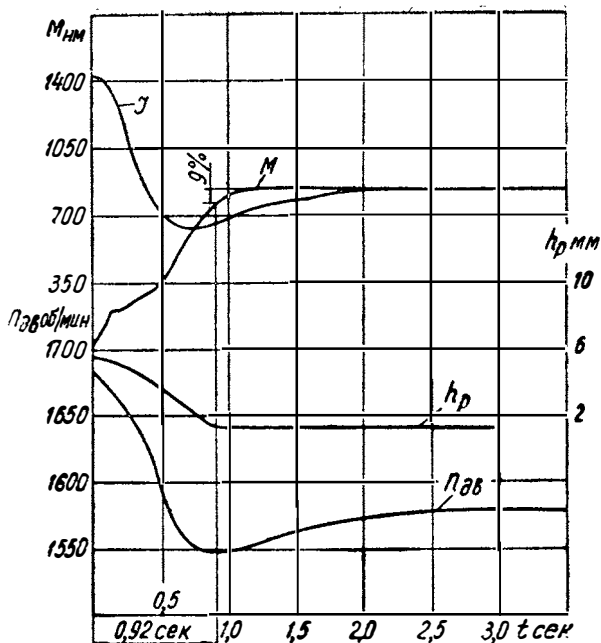
$n_{ткр}$ — число оборотов ротора турбокомпрессора в 1 мин.

На фиг. 9 и 10 приведены регуляторные динамические характеристики двигателя при работе с турбонаддувом (фиг. 9) и без него (фиг. 10).

Так как непосредственно после включения нагрузки крутящий момент двигателя меньше момента сопротивления, то



Фиг. 9. Динамическая регуляторная характеристика дизеля ЯМЗ-238 с турбонаддувом при основном режиме $n_{дв} = 1600$ об/мин, $M_{дв} = 1120$ н.м.



Фиг. 10. Динамическая регуляторная характеристика дизеля ЯМЗ-238 без наддува при основном режиме $n_{дв} = 1600$ об/мин, $M_{дв} = 840$ н.м.

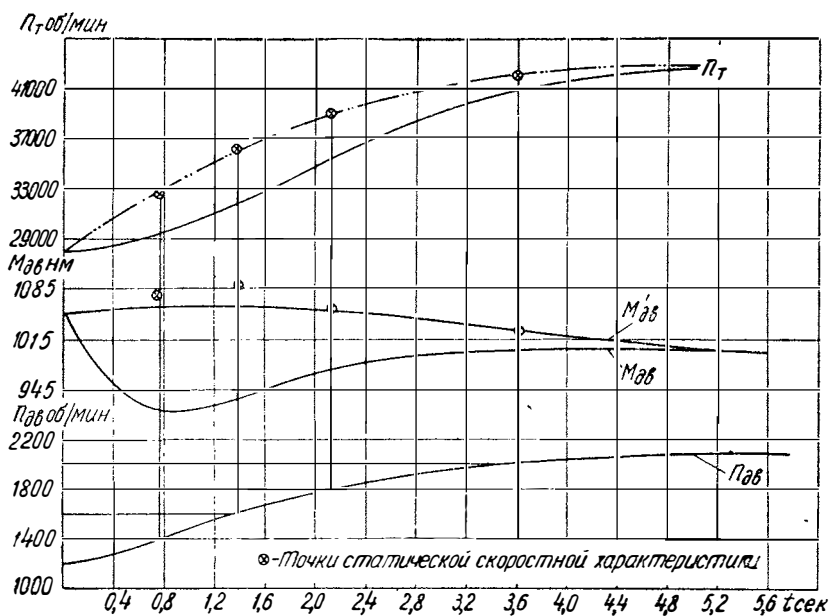
кинетическая энергия вращающихся масс частично расходуется на преодоление последнего, а число оборотов двигателя падает. Величина падения оборотов для двигателя с наддувом составляет 170 об/мин, а для двигателя без наддува — 132 об/мин и определяется следующими факторами:

1. Степенью неравномерности регулятора δ . Для двигателя с турбонаддувом $\delta = 9\%$ и падение оборотов 150 об/мин, для двигателя без наддува $\delta = 6\%$ и падение оборотов 100 об/мин.

2. Инерционностью и нечувствительностью системы регулирования. Только после снижения скоростного режима двигателя на 12—15 об/мин начинается перемещение рейки топливного насоса в направлении увеличения подачи топлива. По времени это запаздывание составляет примерно 0,13 сек, а все время, необходимое для достижения полной подачи топлива, составляет 0,72 сек для двигателя с наддувом и 0,92 сек для двигателя без наддува.

3. Ухудшением рабочего процесса двигателя. Для двигателя с турбонаддувом этот фактор продолжает сказываться в течение 2,5—3,0 сек в связи с пониженным значением давления наддува вследствие инерционности ротора турбокомпрессора.

Действительно, при достижении максимальной подачи топлива ($t = 0,72$ сек) величина динамических «потерь» крутящего момента двигателя составляет 20% от соответствующего значения момента на основном режиме (см. фиг. 9). Полная величина крутящего момента двигателя с турбонаддувом устанавливается к моменту $t = 3,5$ сек, т. е. несколько раньше, чем устанавливается давление наддува.

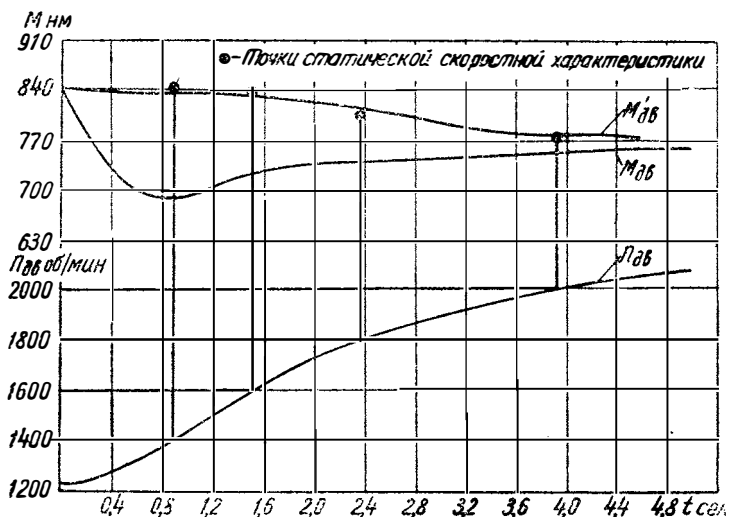


Фиг. 11. Динамическая скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-238 с турбонаддувом при исходном режиме $n_{дв} = 1200$ об/мин, $M_{дв} = 1050$ н.м.

Несоответствие количества воздуха количеству подаваемого топлива в течение переходного процесса дизеля с турбонаддувом вызывает значительную дымность выхлопа. Поэтому для автомобильных дизелей необходимо принятие специальных мер по ее уменьшению.

У двигателя без наддува имеют место кратковременные «потери» крутящего момента, составляющие 7—9% в момент достижения максимальной подачи топлива (см. фиг. 9). Однако уже через 0,20—0,25 сек двигатель развивает полный крутящий момент.

Таким образом, дизель без наддува имеет весьма кратковременные и относительно небольшие по величине «потери» крутящего момента и, следовательно, его динамические качества почти целиком определяются свойствами регулятора и величиной момента инерции движущихся масс динамической системы.



Фиг. 12. Динамическая скоростная характеристика дизеля ЯМЗ-238 без наддува при исходном режиме $n_{дв} = 1200$ об/мин, $M_{дв} = 840$ нм.

Дизель с турбонаддувом имеет значительные по величине и более продолжительные по времени «потери» крутящего момента, дополнительно связанные с увеличением дымности выхлопа, что приводит к ухудшению динамических качеств автомобиля с таким двигателем.

На графиках фиг. 11 и 12 приведены результаты обработки осциллограмм разгона двигателя при полной подаче топлива с 1200 до 2100 об/мин коленчатого вала, где $M_{дв}$ — кривая абсолютных значений крутящего момента, представляющая алгебраическую сумму эффективного крутящего момента

$M_{дв}$ и момента, расходуемого на ускорение движущихся масс двигателя. Для сопоставления динамических характеристик двигателя с соответствующими статическими на эти же графики нанесены точки статических характеристик.

Двигатель как с наддувом, так и без него разгоняется до номинального режима примерно через 6 сек после выключения дополнительной нагрузки. Запаздывание числа оборотов ротора турбокомпрессора в отдельные моменты времени по отношению к соответствующим установившимся режимам не превышает 12% и сравнительно мало влияет на мощностные показатели двигателя в переходном процессе.

Это объясняется двумя причинами:

1. Исходное число оборотов ротора турбокомпрессора относительно велико и обеспечивает сравнительно высокий коэффициент избытка воздуха.

2. Турбокомпрессор имеет более высокое значение отношения эффективной мощности турбины к кинетической энергии ротора, чем отношение эффективной мощности двигателя к кинетической энергии вращающихся масс установки. Действительно, на номинальном режиме мощность турбины составляет примерно 1/10 мощности двигателя, а кинетическая энергия ротора — 1/40 кинетической энергии вращающихся масс экспериментальной установки. Для груженого автомобиля эти соотношения будут еще более благоприятными.

Таким образом, для двигателя без наддува мощностные показатели по динамической скоростной характеристике практически не отличаются от соответствующих показателей по статической характеристике. Максимальные «потери» крутящего момента для двигателя с турбонаддувом в этом случае также незначительны и не превосходят 6%.

ВЫВОДЫ

1. Методика соответствует поставленным задачам в области экспериментального исследования динамики неустановившихся режимов работы автотракторных дизелей.

2. Мощностные показатели дизеля ЯМЗ-238 без наддува в рассмотренных переходных процессах практически не отличаются от соответствующих показателей на установившихся режимах работы.

3. Мощностные показатели дизеля ЯМЗ-238Н с турбонаддувом при работе на некоторых неустановившихся режимах могут существенно ухудшаться. Например, при резкой на-

грузке дизеля это ухудшение достигает 20%. Наряду с этим сильно возрастает дымность выхлопа.

4. Необходимо проведение исследований по подбору оптимальных параметров динамической системы дизеля с турбонаддувом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акатов Е. И., Белов П. М. и др. Работа автомобильного двигателя на неустановившихся режимах. М., Машгиз, 1960.
2. Болтинский В. Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. М., Сельхозгиз, 1949.
3. Болтинский В. Н. Мощность тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. «Механизация и электрификация сельского хозяйства» № 2, 4, 1959.
4. Брусянов Б. Е. Об определении времени приемистости авиационного двигателя. М., Оборонгиз, 1948.
5. Гугин А. М. Исследование основных параметров рабочего процесса четырехтактного дизеля при работе на режимах разгона. Автореферат диссертации. Л., 1961.
6. Дьяченко Н. Х., Дашков С. Н. и др. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1962.
7. Кипшакбаев И. К. Исследование влияния приведенного момента инерции машинно-тракторного агрегата и степени нечувствительности регулятора на показатели работы дизеля Д-35 при неустановившейся нагрузке. Автореферат диссертации. М., 1953.
8. Козмодемьянов Е. А. Исследование влияния неустановившегося характера нагрузки на динамические и экономические показатели двигателя Д-35 при работе с перегрузкой. Автореферат диссертации. М., 1953.
9. Малявинский А. М., Софронов К. М. Пособие к описательному курсу двигателей. М., Машгиз, 1944.
10. Николаев В. И. Прибор для измерения и записи мгновенных значений крутящего момента. «Автомобильная промышленность» № 11, 1961.
11. Погосбеков М. И. Исследование влияния приведенного момента инерции самоходного комбайна С-4 на работу двигателя в условиях неустановившегося характера нагрузки. Автореферат диссертации. М., 1953.
12. Прокофьев А. А. Динамика и тяговый расчет прямолинейного движения танка. М., Военн. акад. БТ и МВКА, 1946.
13. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Сельхозиздат, 1962.
14. Эпштейн А. С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом. М., Машгиз, 1962.
15. Юлдашев А. К. Изменение индикаторных показателей вихрекамерного дизеля при неустановившейся нагрузке. Автореферат диссертации. М., 1960.
16. Яковлев В. И. Приемистость быстроходного дизеля при турбокомпрессорном наддуве. Автореферат диссертации. М., 1951.
17. Zinner K. Das Beschleunigungsverhalten des Dieselmotors mit Abgasturbolader. «MTZ» № 2, 3, 1952.

СОДЕРЖАНИЕ

И. В. Маркова, Е. С. Полухин. Влияние вытеснителей в камере сгорания на рабочий процесс карбюраторного двигателя воздушного охлаждения	3
П. С. Ермолаев. Исследование работы автомобильного карбюраторного двигателя в высокогорных условиях	19
Ю. В. Храмов. Методика экспериментального исследования динамики неустановившихся режимов работы автотракторного дизеля с турбонаддувом	61

Труды НАМИ, вып. 70

Ответственный редактор А. А. Липгарт

Научные редакторы: Б. А. Куров, Г. Г. Калиш

Редактор В. Р. Ворон. Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Ю. Я. Пытель, Э. А. Шаухина

Л 72451. Подп. к печ. 17/Х-64 г. Зак. 311. Форм. бум. 60×90/16.

Печ. л. 5,5. Уч.-изд. л. 5,2. Тир. 600 экз. Цена 38 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
5	21-я и 22-я снизу	Фиг. 1. Схема камеры сгорания с вытеснителями 35 (I)	Фиг. 1. Схема камеры сгорания с вытеснителями 36 (I)
14	18-я снизу	снижением η	снижением η_i
23	2-я снизу	к случаям работы	к случаям работы
67	15-я снизу	$B - D$ — статистическая	$B - D$ — статическая
79	11-я снизу	динамических скоростей (a)	динамических скоростной (a)
84	3-я сверху	подачи топлива (см. фиг. 9).	подачи топлива (см. фиг. 10).

Цена 38 коп.