

Цена 1 р. 05 к.



Москва, Третьяковский проезд, 1.

886267

МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОГО, ТРАКТОРНОГО  
И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР

НАТИ

ВЫПУСК

11

ИССЛЕДОВАНИЕ  
ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО  
ДВИГАТЕЛЯ Г-58

МАШГИЗ

886267

МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОГО, ТРАКТОРНОГО  
И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТРАКТОРНЫЙ ИНСТИТУТ НАТИ

ВЫПУСК 11

Канд. техн. наук М. Д. АРТАМОНОВ  
инж. И. Н. ВЕЛИЧКИН

ИССЛЕДОВАНИЕ  
ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО  
ДВИГАТЕЛЯ Г-58

Д 177583

ДЕРЖАВНА НАУКОВА  
БІБЛІОТЕКА  
ІМ. КОРЮНЕНКА ХАРКІВ  
№ 886267  
19



МАШГИЗ

18/III, 55

ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
Москва 1954

В выпуске изложены исследовательские работы, проведенные при создании двигателя Г-58 в области выявления его динамической и тепловой напряженности. Показано, что при создании газогенераторных двигателей на базе дизелей (в частности, на базе двигателя Д-54) мощность можно повысить путем увеличения номинального числа оборотов вала двигателя, без заметного изменения динамической напряженности деталей газогенераторного двигателя и что тепловая напряженность головки блока газогенераторного двигателя значительно выше, чем у дизеля.

Выпуск предназначен для научных и инженерно-технических работников автомобильной и тракторной промышленности.

Редакционная коллегия:

Ответственный редактор — директор НАТИ канд. техн. наук **С. И. АКОПЯН**  
Зам. ответственного редактора — заместитель директора по научной работе  
канд. техн. наук **Б. И. ГОСТЕВ**

Члены редколлегии:

Канд. техн. наук **А. В. ВАСИЛЬЕВ**, проф. **М. К. КРИСТИ**, проф. **Е. Д. ЛЬВОВ**,  
инж. **О. М. МАЛАШКИН** и инж. **Н. Г. ЮДУШКИН**

Редактор инж. **К. А. ПОНОМАРЕВА**

Редакция литературы по автомобильному, тракторному  
и сельскохозяйственному машиностроению  
Зав. редакцией инж. **В. В. БРОКШ**

## ВВЕДЕНИЕ

Как известно, еще до 1941 г. в Советском Союзе выпускали газогенераторные тракторы ХТЗ-Т2Г, двигатели которых Д2Г имели те же размеры, какие имеет выпускаемый в настоящее время двигатель Д-54 (диаметр цилиндра 125 мм, ход поршня 152 мм). Эти двигатели развивали при числе оборотов коленчатого вала 1250 в минуту мощность, равную 45 л. с.

Новый газогенераторный двигатель, создаваемый на базе двигателя с воспламенением от сжатия — дизеля Д-54 (при сохранении основных размеров, а следовательно, и рабочего объема цилиндров), в соответствии с техническими требованиями должен был иметь мощность на 11% большую, чем двигатель Д2Г (50 л. с.).

Для получения такой мощности были выбраны следующие методы:

- 1) форсирование двигателя путем увеличения числа оборотов вала;
- 2) увеличение проходных сечений впускных клапанов и каналов головки блока для уменьшения гидравлического сопротивления впускной системы двигателя;
- 3) разностороннее размещение впускного и выпускного трубопроводов для уменьшения подогрева горючей смеси;
- 4) создание более компактной камеры сгорания для уменьшения времени сгорания горючей смеси и уменьшения тепловых потерь.

Выбранные методы увеличения мощности были проверены на газогенераторном двигателе Д2Г, на котором были проверены: запас мощности по внешней скоростной характеристике двигателя, влияние на мощность двигателя уменьшения подогрева и разрежения горючей смеси в трубопроводе.

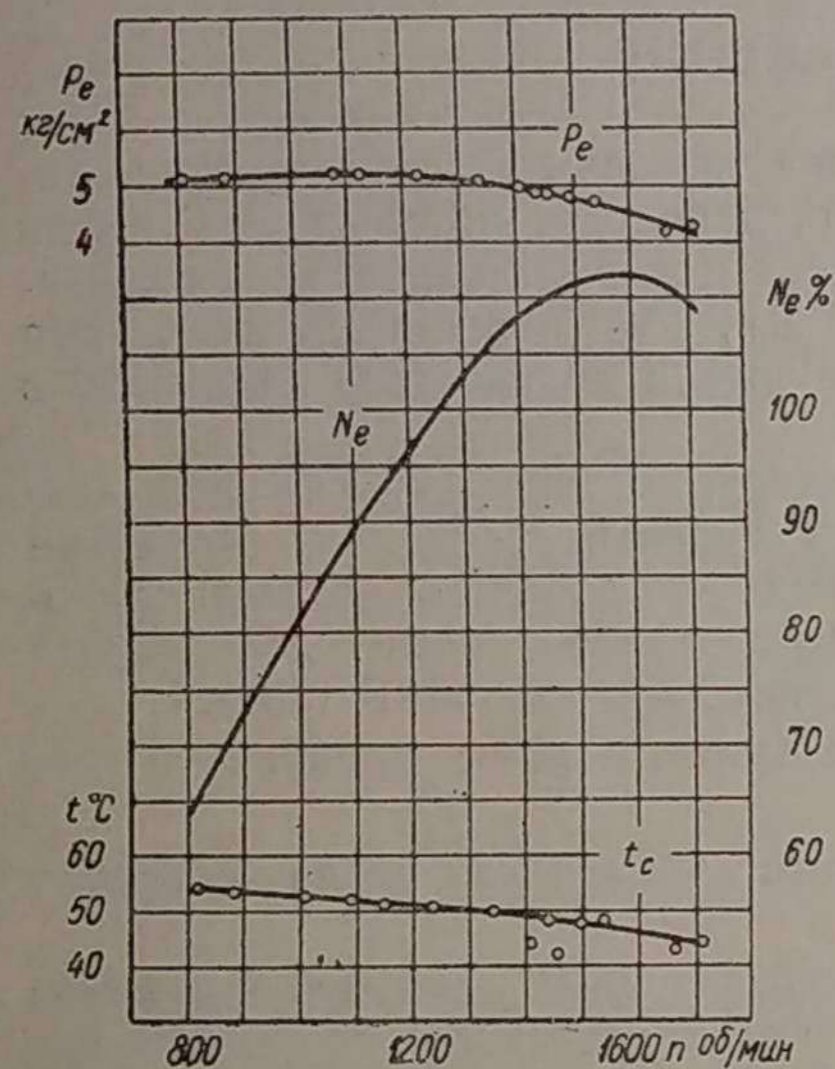
Для обеспечения более устойчивой работы испытание двигателя Д2Г проводили на газе, вырабатываемом из древесного угля с подачей водяного пара в газогенераторе УГ-2. Учитывая, что указанный генератор обеспечивал получение газа повышенной теплотворности ( $H_u = 1350-1400$  ккал/нм<sup>3</sup>, вместо 1100—1250 ккал/нм<sup>3</sup>, получаемых обычно при газификации древесных чурок нормальной влажности), при обработке материала были взяты относительные

показатели мощности, — за 100% принята мощность, полученная при  $n = 1250$  об/мин.

Торможение двигателя производили гидравлическим тормозом МАИ, число оборотов вала измеряли тахометром и суммарным счетчиком, температуру — ртутными термометрами, а разрежение — водяными пьезометрами.

Результаты испытаний даны на графиках фиг. 1—3.

Как видно из фиг. 1, двигатель Д2Г обладает значительным запасом мощности по внешней характеристике. Максимум мощности соответствует 1500—1600 об/мин.

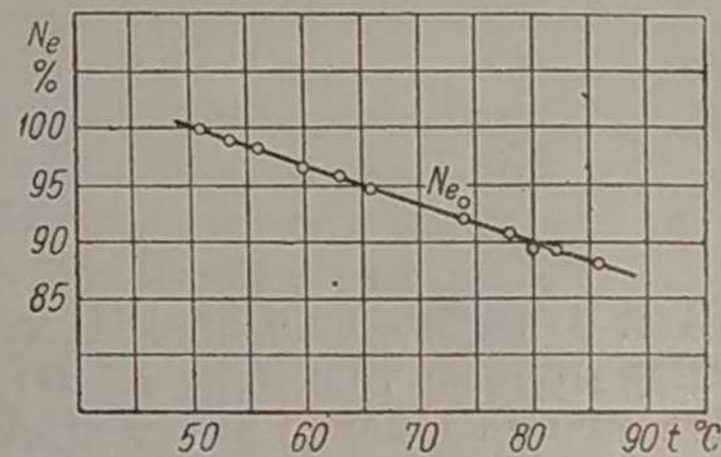


Фиг. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя Д2Г.

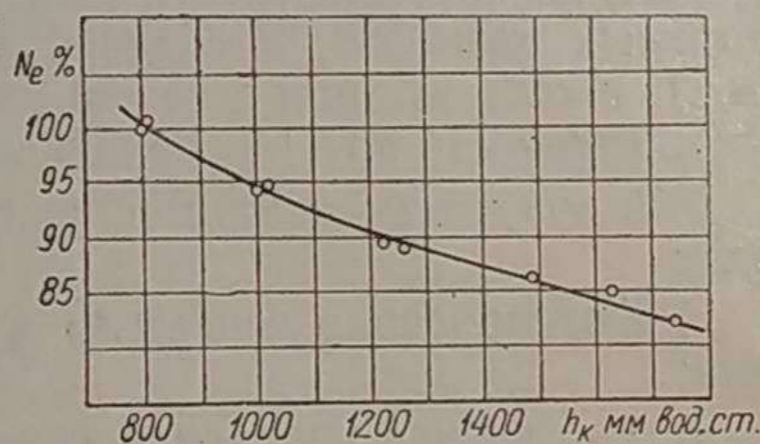
Для определения влияния степени подогрева горючей смеси на мощность двигателя подогревали воздух, поступающий в смеситель. Как видно из графика (фиг. 2), при увеличении температуры горючей смеси во впускном трубопроводе на  $10^\circ$  мощность двигателя Д2Г уменьшилась на 3,3%.

Изменение разрежения  $h_k$  горючей смеси достигалось дросселированием генераторного газа. При уменьшении разрежения горючей смеси на 100 мм вод. ст. мощность двигателя Д2Г уменьшалась примерно на 1,9% (фиг. 3).

В результате испытания двигателя Д2Г установлено, что мощность вновь проектируемого двигателя Г-58 можно повысить путем увеличения числа оборотов коленчатого вала, уменьшения температуры газо-воздушной смеси, а также путем уменьшения гидравлического сопротивления при впуске.



Фиг. 2. Зависимость мощности двигателя Д2Г от температуры смеси во впускном трубопроводе при  $n = 1450$  об/мин.



Фиг. 3. Зависимость мощности двигателя Д2Г от разрежения смеси перед дроссельной заслонкой смесителя при  $n = 1450$  об/мин.

## КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ Г-58

При разработке конструкции газогенераторного двигателя Г-58 были приняты, кроме уже перечисленных выше, следующие исходные положения:

1. Сохранение основных конструктивных параметров двигателя Д-54.

2. Максимальное использование узлов и деталей двигателей Д-54 и 1МА.

3. Обеспечение надежного пуска газогенераторного двигателя на генераторном газе.

4. Осуществление разжига топлива в газогенераторе при помощи вентилятора, приводимого во вращение пусковым двигателем.

Рабочее число оборотов коленчатого вала двигателя было принято равным 1400 в минуту; дальнейшее повышение числа оборотов вала является нецелесообразным, так как в этом случае повышение мощности получается незначительным (фиг. 1), а нагрузки от инерционных сил возрастают.

Продольный и поперечный разрезы двигателя показаны на фиг. 4 и 5.

С правой стороны двигателя установлен впускной трубопровод, к фланцу которого прикреплен смеситель. Последний имеет два патрубка для соединения с газовым трубопроводом и воздухоочистителем через специальную трубу.

На двигателе установлено магнето типа М-18 и свечи зажигания МН 12/12 ВУ.

Для облегчения заводки двигателя Г-58 и разжига топлива в газогенераторе сохранен пусковой двигатель ПД-10. Вентилятор разжига присоединен к редуктору пускового двигателя.

С левой стороны газогенераторного двигателя установлен выпускной трубопровод и регулятор числа оборотов.

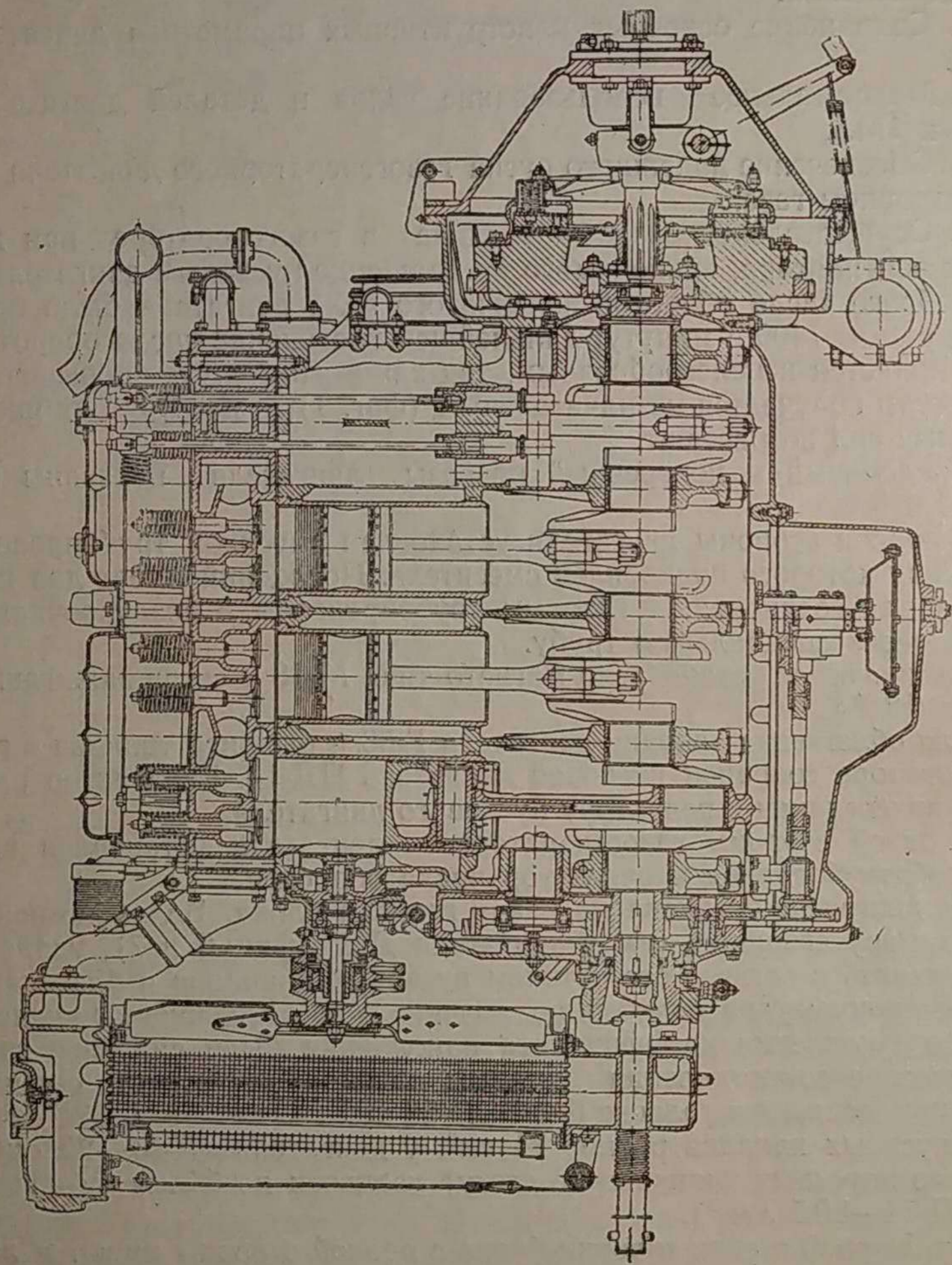
На двигателе установлена новая головка блока. Более компактную камеру сгорания, чем у двигателя Д2Г (фиг. 6 и 7), удалось осуществить в связи с отсутствием пусковых клапанов и благодаря разностороннему расположению впускного и выпускного каналов.

Для улучшения коэффициента наполнения были снижены гидравлические сопротивления системы впуска: увеличено сечение впускных каналов в головке блока до  $28 \text{ см}^2$  (у двигателя Д2Г сечение впускных каналов равно  $24 \text{ см}^2$ , у двигателя Д-54— $20 \text{ см}^2$ ), диаметр впускных клапанов (в свету) увеличен до 55 мм (у двигателя Д-54—50,5 мм\*).

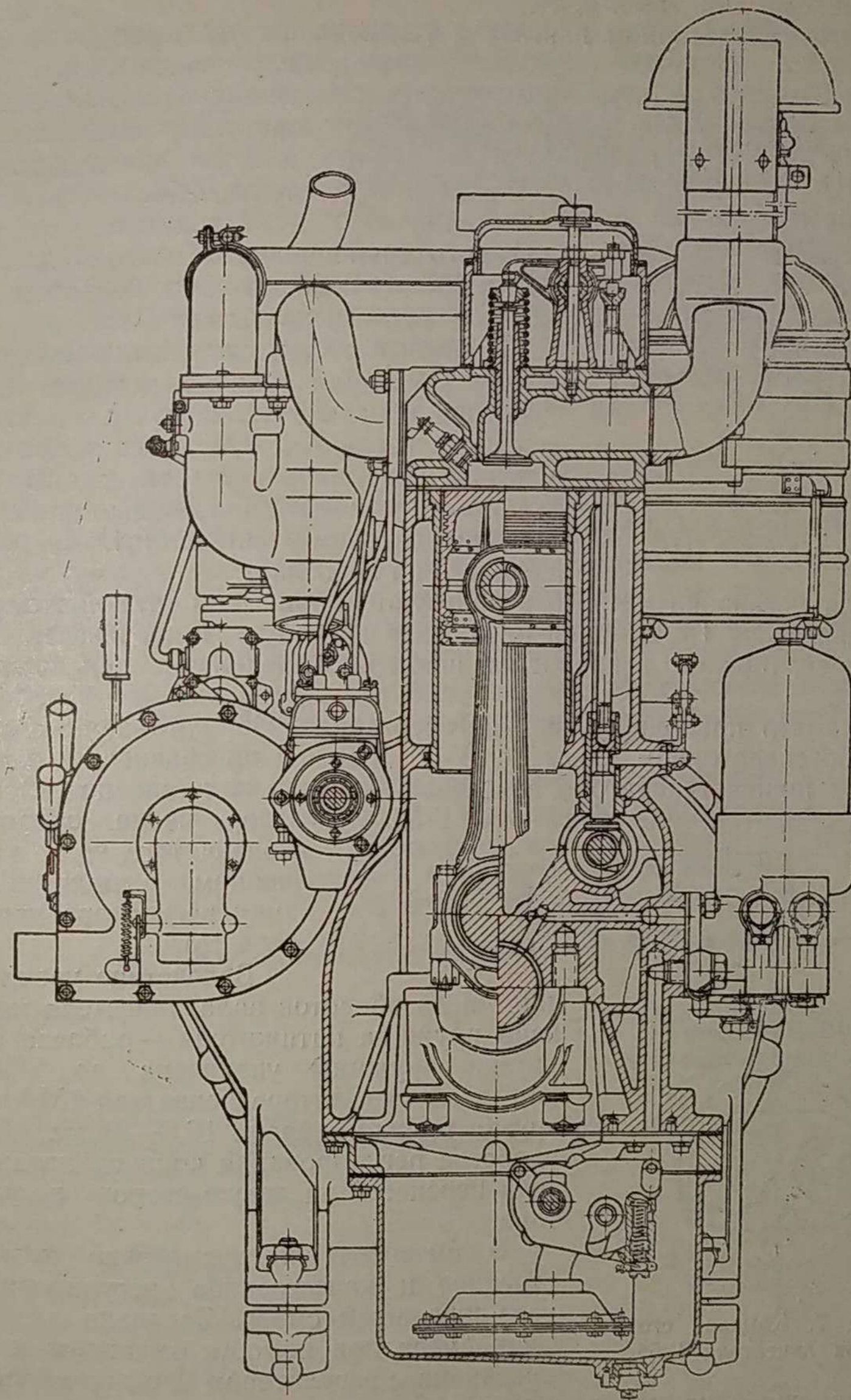
На боковой стенке головки блока с правой стороны имеются литые карманы с резьбовыми отверстиями диаметром 18 мм, в которые ввертываются свечи зажигания.

Высота головки блока по сравнению с высотой головки двигателя Д-54 увеличена, поэтому штанги толкателей удлинены. Колпак

\* С 1952 г. у двигателей Д-54 впускные клапаны изготавливают диаметром 42,0 мм.



Фиг. 4. Продольный разрез двигателя Г-58.



Фиг. 5. Поперечный разрез двигателя Г-58.

головки блока спроектирован заново; крышки колпака одинаковые с крышками двигателя Д-54.

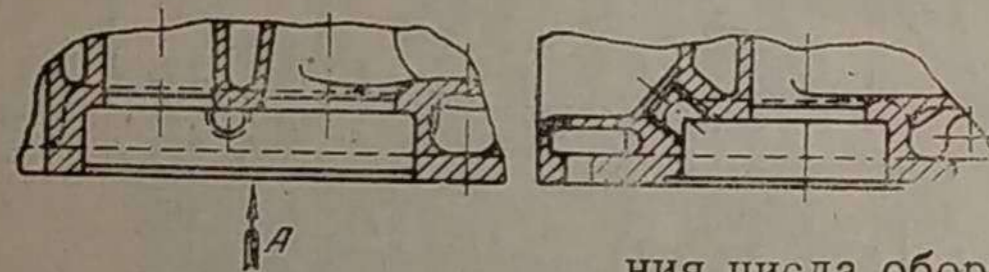
В газогенераторном двигателе установлены чугунные поршни с плоским днищем; в остальном кривошипно-шатунный механизм такой же, как и у двигателя Д-54.



Фиг. 6. Камера сгорания двигателя Д2Г.

Для установки магнето используют кронштейн такой же, как и у двигателя 1МА, прикрепленный к картеру распределительных шестерен. Магнето с приводной шестерней соединено при помощи муфты.

Диаметр приводного шкива генератора Г-30, устанавливаемого на газогенераторном двигателе Г-58, изменен по сравнению с диаметром шкива генератора двигателя Д-54, вследствие повышения числа оборотов вала двигателя Г-58. Регулятор числа оборотов



Фиг. 7. Камера сгорания двигателя Г-58.

Вследствие увеличения числа оборотов вала двигателя изменена пружина натяжителя — рабочая нагрузка пружины увеличена до 22,5—24,5 кг. В регуляторе двигателя 1МА нагрузка пружины равна 16,5—21 кг. Для удобства регулирования копачок натяжителя перенесен на левую сторону регулятора.

В смесителе предусмотрено количественное и качественное регулирование газо-воздушной смеси. Заслонка для подачи смеси при помощи рычажков и тяг соединена с регулятором и рычагом управления; заслонка для подачи воздуха при помощи рычажка и тяг соединена только с соответствующим рычагом управления.

Окна нижнего бака водяного радиатора расширены, по сравнению с окнами двигателя Д-54, так как через них проходят газопро-

ходное сечение впускного трубопровода (по всей длине) равно 28 см<sup>2</sup>. Выпускной трубопровод такой же, как и у двигателя Д-54.

В связи с отсутствием топливного насоса и введением приводов магнето и регулятора изменена конструкция картера распределительных шестерен и крышки картера. Шестерни привода регулятора и привода магнето аналогичны соответствующим деталям двигателя 1МА, работающего на керосине.

В основном выполнен по типу регулятора двигателя 1МА.

Вследствие увеличения числа оборотов вала двигателя изменена пружина натяжителя — рабочая нагрузка пружины увеличена до 22,5—24,5 кг. В регуляторе двигателя 1МА нагрузка пружины равна 16,5—21 кг. Для удобства регулирования копачок натяжителя перенесен на левую сторону регулятора.

В смесителе предусмотрено количественное и качественное регулирование газо-воздушной смеси. Заслонка для подачи смеси при помощи рычажков и тяг соединена с регулятором и рычагом управления; заслонка для подачи воздуха при помощи рычажка и тяг соединена только с соответствующим рычагом управления.

Окна нижнего бака водяного радиатора расширены, по сравнению с окнами двигателя Д-54, так как через них проходят газопро-

воды к охладителю газа. На двигателе Г-58 сохранен масляный радиатор.

Заводная рукоятка для проворачивания вала двигателя удлинена, так как перед радиаторами установлен охладитель газа.

В пусковом двигателе изменена лишь выпускная труба, которая в отличие от выпускной трубы, принятой для двигателя Д-54, имеет прямой выход наружу через верхнюю крышку капота, так как в газогенераторном двигателе не надо подогревать смесь при пуске.

В редукторе пускового двигателя изменены ведомый вал и крышка редуктора. Ведомый вал удлинен и на конец его насажена шестерня, входящая в зацепление с шестерней валика вентилятора; вследствие этого изменена крышка корпуса редуктора, являющаяся корпусом для приводных шестерен вентилятора разжига. К крышке редуктора прикреплен корпус вентилятора. Общее передаточное отношение от коленчатого вала пускового двигателя к вентилятору разжига равно 1,79.

Вал пускового двигателя во время нормальной работы делает 3500 об/мин, при этом вентилятор развивает 6265 об/мин. Максимальная производительность вентилятора при указанном числе оборотов колеблется около 350 м<sup>3</sup>/час при отсутствии гидравлических сопротивлений как на входе в вентилятор, так и на выходе из него.

В газогенераторную установку вентилятор включен после фильтра тонкой очистки газа. Во время разжига газ просасывается через все агрегаты газогенераторной установки, обладающие некоторым гидравлическим сопротивлением, поэтому производительность вентилятора снижается.

Разжиг топлива в газогенераторе производится при расходе воздуха около 70 м<sup>3</sup>/час. Впускной патрубок вентилятора имеет заслонку, которая при работе газогенераторного двигателя закрыта, и ее открывают лишь при разжиге топлива в газогенераторе.

### ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ Г-58

Тип двигателя . . . . .	Газогенераторный, четырехтактный с воспламенением смеси от электрической искры
Марка двигателя . . . . .	Г-58
Гарантированная мощность в л.с. . . . .	50
Номинальное число оборотов вала в минуту . . . . .	1400
Число цилиндров . . . . .	4
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	125
Ход поршня в мм . . . . .	152
Количество колец:	
компрессионных . . . . .	4
маслосъемных . . . . .	2
Рабочий объем цилиндров двигателя в л . . . . .	7,45
Степень сжатия . . . . .	8,5
Коренные подшипники:	
число . . . . .	5
тип . . . . .	Скользящие, залитые свинцовистой бронзой, взаимозаменяемые
Диаметр впускного клапана в свету в мм . . . . .	55

Диаметр выпускного клапана в свету в мм . . .	47
Подъем клапанов в мм:	
впускного . . . . .	11,7
выпускного . . . . .	13,0
Фазы распределения:	
впускной клапан:	
начало открытия . . . . .	8° до в. м. т.
конец закрытия . . . . .	22° после в. м. т.
выпускной клапан:	
начало открытия . . . . .	46° до н. м. т.
конец закрытия . . . . .	14° после в. м. т.
Масляный фильтр . . . . .	Двойной очистки
Фильтр грубой очистки . . . . .	Металлический щелевой
Фильтр тонкой очистки . . . . .	Картонный
Масляный радиатор . . . . .	Пластинчатый, трубчатый
Сорт масла . . . . .	Дизельное масло (по ГОСТ 5304, ТУ 174-49 или ВТУ-363-51)
Регулятор . . . . .	Центробежный
Зажигание . . . . .	От магнето М-18
Свечи зажигания . . . . .	МН 12/12 ВУ
Угол опережения зажигания в градусах . . . . .	28—33 до в. м. т.
Регулирование горючей смеси:	
количественное . . . . .	Дроссельной заслонкой, связанной с регулятором
качественное . . . . .	Воздушной заслонкой—от руки
Воздухоочиститель . . . . .	Тройной очистки: первая—центробежная сухая с пылесборником; вторая—мокрая—масляный уловитель; третья—тонкая очистка—мокрый сетчатый фильтр
Пуск газогенераторного двигателя . . . . .	Пусковым двигателем ПД-10

### МОЩНОСТЬ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ Г-58 И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ЕГО ДЕТАЛЕЙ

Газогенераторный двигатель, изготовленный в НАТИ с использованием блока цилиндров и деталей одного из первых экземпляров двигателя Д-54, был подвергнут лабораторным испытаниям для установления мощностных показателей. Испытываемый двигатель несколько отличался от серийного. Основное различие состояло в том, что в нем был установлен распределительный валик керосинового двигателя 1МА, масляный насос приводился в движение от шестерни, нарезанной в средней части распределительного вала (как у керосинового двигателя), а не от специального привода из коробки распределительных шестерен. Кроме того, фазы газораспределения были сдвинуты по отношению к принятым для двигателя Г-58; для впускных клапанов — на 16° в направлении вращения коленчатого вала, а для выпускных — на 5° против вращения. Двигатель проходил лабораторные испытания под маркой Г-58А.

Основной целью лабораторных испытаний была проверка эффективности выбранных методов повышения мощности двигателя. Испытания при этом проводили для сравнения на двух двигателях — Г-58А и Д2Г на генераторном газе, полученном из древесного угля.

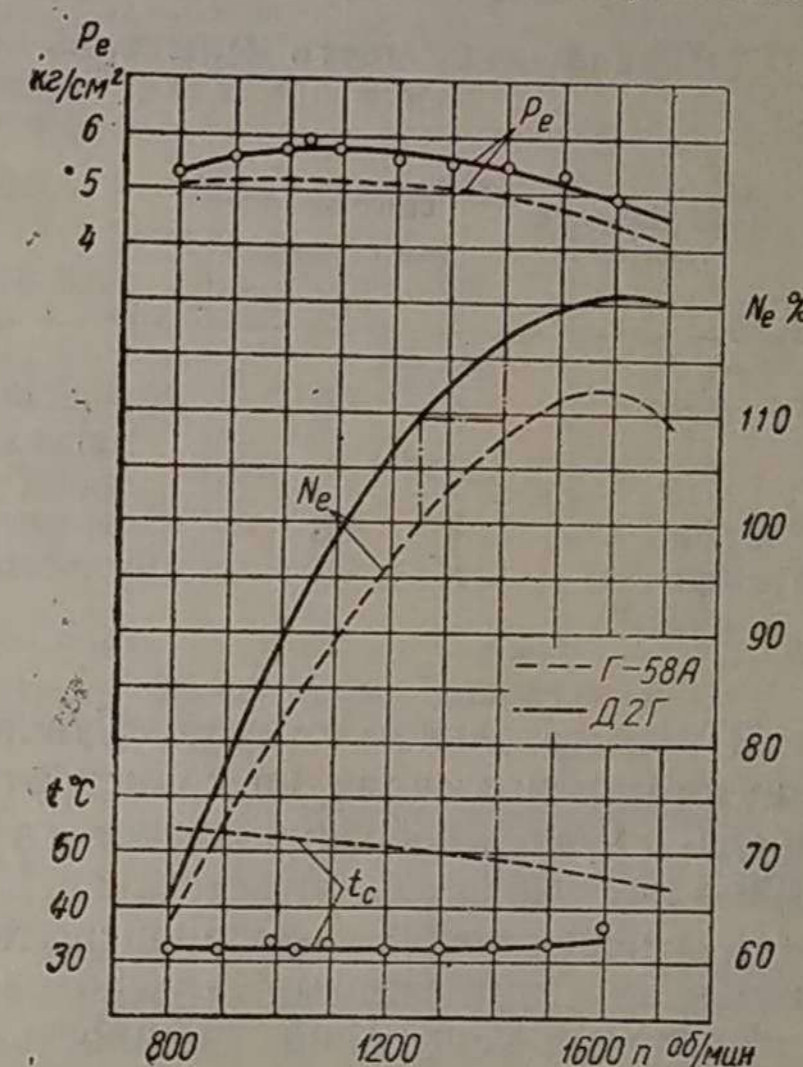
Тормозное устройство и приборы при испытаниях применяли указанные выше.

На фиг. 8 показаны кривые внешних характеристик двигателей Г-58А и Д2Г. Для построения характеристик мощность  $N_e$  двигателя Г-58А принята в процентах по отношению к мощности двигателя Д2Г при 1250 об/мин. При снятии этих характеристик оба двигателя работали с одним и тем же газогенератором УГ-2. Угол опережения зажигания подбирали для обоих случаев оптимальный. Для двигателя Г-58А он был равен 28—30° до в. м. т., для двигателя Д2Г—37—40° до в. м. т. при одних и тех же свечах зажигания.

Из графика, показанного на фиг. 8, видно, что при числе оборотов вала 1250 в минуту мощность двигателя Г-58А на 9,5% выше мощности двигателя Д2Г. Это увеличение мощности объясняется, с одной стороны, уменьшением температуры горючей смеси во впускном трубопроводе на 15,5°, что обеспечило увеличение мощности двигателя примерно на 5%, с другой стороны — у двигателя Г-58А камера сгорания более компактна, в результате чего, как и предполагалось при проектировании, получилось лучшее использование тепла у двигателя Г-58А вследствие уменьшения времени сгорания смеси. На последнее обстоятельство указывает то, что оптимальный угол опережения зажигания у двигателя Г-58А на 9—10° меньше, чем у двигателя Д2Г. Должно было оказать влияние и некоторое увеличение проходных сечений впускных каналов в головке блока. Видимо, эти факторы обеспечили увеличение мощности примерно на 4,5%.

Дальнейшее увеличение мощности двигателя Г-58А было получено путем увеличения номинального числа оборотов коленчатого вала с 1250 до 1400 в минуту, в результате чего мощность повысилась еще на 7,5%.

Для выяснения технических и эксплуатационных характеристик газогенераторных двигателей тракторов ГБ-58, а также определения их эксплуатационной надежности, были проведены испытания тракторов в производственных условиях. Испытывали три трактора: один из них работал на древесных чурках твердых и мягких пород с газогенераторной установкой ГБ, второй — на торфяных брикетах (зольность 4,8—5,6%) с той же установкой, третий — на древесном



Фиг. 8. Внешние характеристики двигателей Д2Г и Г-58.

угле с установкой ГТ. В качестве картерного масла для газогенераторных двигателей использовали дизельное масло по ГОСТ 5304-50.

Испытания проводили сначала в испытательном отряде Сталинградского тракторного завода (первые 1000 тракторо-часов), затем на Государственных машиноиспытательных станциях.

Продолжительность испытаний приведена в табл. 1.

Таблица 1

Продолжительность испытаний тракторов с двигателем Г-58 в производственных условиях

Испытываемый трактор	Газогенераторная установка	Топливо	Работа в час.	
			трактора	двигателя
Первый . . . . .	ГБ	Древесные чурки мягких и твердых пород	1899	2252
Второй . . . . .	ГБ	Торфяные брикеты	1725	2052
Третий . . . . .	ГТ	Древесный уголь	1362	1818

В испытательном отряде Сталинградского тракторного завода тракторы испытывали на транспортных работах с прицепом постоянного груза, обеспечивающего тяговое усилие на крюке, равное 1500—1600 кг, что соответствует 85—95% от полной нагрузки на третьей передаче. На машиноиспытательных станциях тракторы испытывали с прицепными сельскохозяйственными орудиями.

За время испытаний мощность газогенераторных двигателей<sup>1</sup> проверяли несколько раз при помощи механического тормозного стенда, соединяемого с двигателем через вал отбора мощности. Обычно снимали две характеристики: регуляторную и характеристику изменения мощности за время выжигания топлива в бункере газогенератора. При снятии второй характеристики каждый раз производили три опыта.

Для иллюстрации мощностных показателей двигателя Г-58 при работе на газе из разных видов твердых топлив в табл. 2 приведены данные тормозных испытаний после 1000 час. работы тракторов (двигатели проработали 1202—1268 час.).

Двигатели испытывали при числе оборотов коленчатого вала 1400 в минуту.

Как видно из табл. 2, двигатели Г-58 при числе оборотов вала 1400 в минуту на разном твердом топливе развивали среднюю эффективную мощность от 50,9 до 57,0 л. с. При этом в течение испытаний мощность двигателей почти не изменялась. Это видно из табл. 3.

После окончания испытаний газогенераторных тракторов двигатели были подвергнуты технической экспертизе. На фиг. 9 даны

<sup>1</sup> В данной статье освещены результаты испытаний, только относящиеся к двигателям.

Таблица 2

Данные тормозных испытаний двигателей Г-58 после 1000 час. работы тракторов

Вид твердого топлива	Данные по регуляторным характеристикам			Данные по характеристикам изменения мощности по выжигу топлива	
	Максимальная мощность $N_{e \max}$ в л. с.	Запас крутящего момента $M_{кр}$ в %	Коэффициент неравномерности регулятора $\delta$ в %	Средняя мощность за три выжига $N_{e \text{ ср}}$ в л. с.	Коэффициент устойчивости $\epsilon$ в %
Древесный уголь	57,5	24,5	7,43	57,0	1,29
Сосновые чурки $W^p=7,8\%$	51,8	15,5	7,43	50,9	1,7
Березовые чурки $W^p=17\%$	54,2	13,7	7,43	52,5	2,53
Торфобрикетты $A^c=5,3\%$	52,5	21,7	8,88	51,2	2,37

Таблица 3

Изменение мощности двигателя Г-58 во время испытаний при работе на торфобрикеттах

Количество часов работы двигателя	Данные по регуляторным характеристикам				Данные по характеристикам изменения мощности по выжигу топлива		
	Максимальная мощность $N_{e \max}$ в л. с.	Число оборотов вала $n$ в минуту	Запас крутящего момента $M_{кр}$ в %	Коэффициент неравномерности регулятора $\delta$ в %	Средняя мощность за три выжига $N_{e \text{ ср}}$ в л. с.	Число оборотов вала $n$ в минуту	Коэффициент устойчивости $\epsilon$ в %
320	51,8	1400	18,5	8,22	50,6	1400	2,4
1200	52,5	1400	21,7	8,88	51,2	1400	2,37
1715	50,6	1400	19,0	10,8	51,3	1400	4,0

абсолютные и относительные данные по износам основных деталей двигателей Г-58\*. Износы деталей отнесены к 2000 час. работы. Сравнение проведено по отношению к износам деталей двигателя Д-54. Данные по износам деталей двигателя Д-54 были взяты по материалам НАТИ.

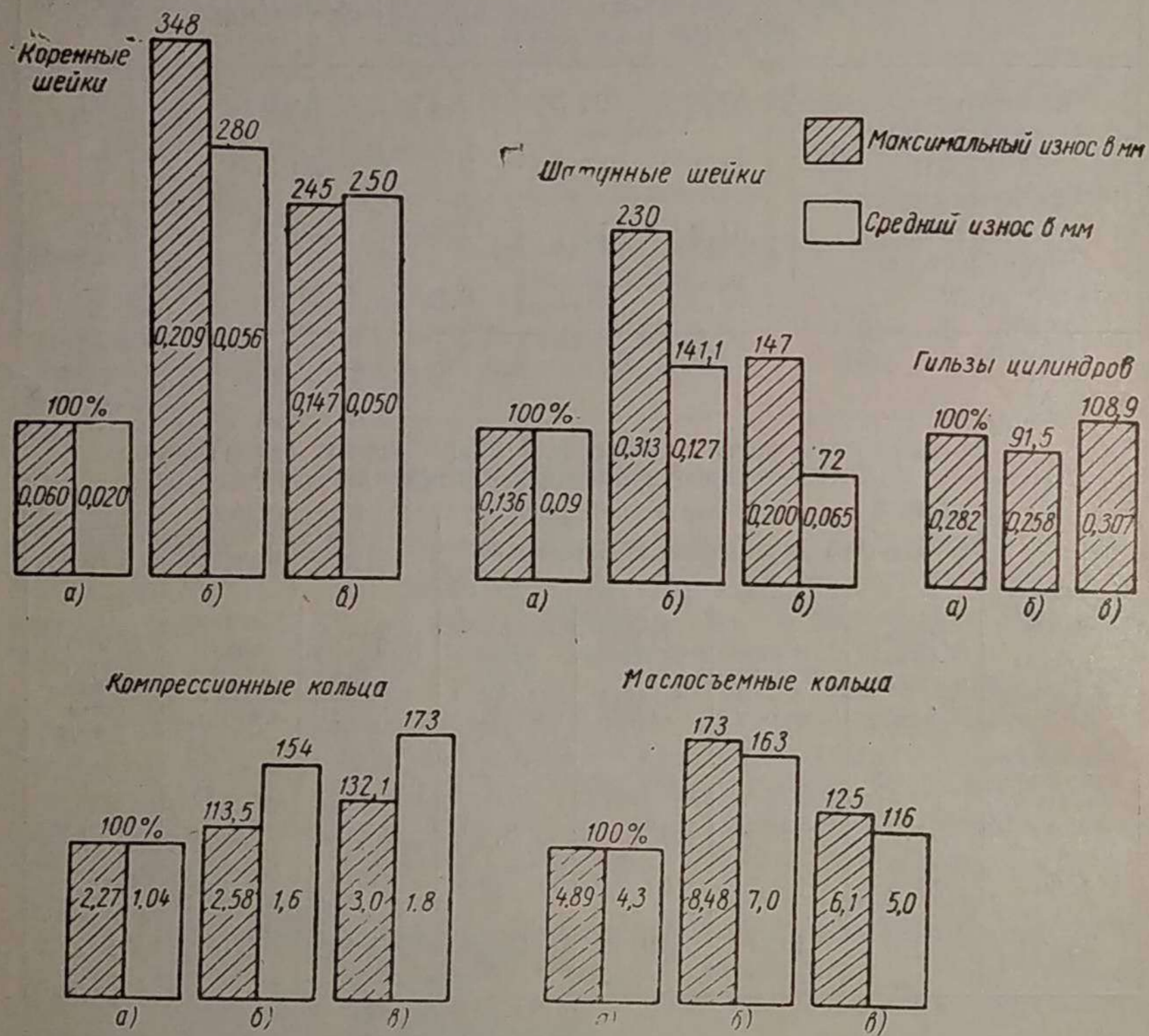
Как видно из диаграммы (фиг. 9), износ деталей у двигателей Г-58 был выше, чем у двигателя Д-54. Исключение составляли только гильзы цилиндров, максимальные износы которых были примерно равны износу у двигателей Д-54. Наибольшее увеличение износов происходило по коренным и шатунным шейкам коленчатого вала.

\* Износы по двигателю Г-58, работающему на древесном угле, не приведены, так как этот трактор проработал всего 1362 часа.



Коренные шейки у двигателей Г-58 изнашивались в 2,5—3,5 раза скорее, чем у двигателя Д-54, а шатунные шейки — в 1,5—2,3 раза. Компрессионные и маслосъемные кольца изнашивались у двигателей Г-58 примерно в 1,5 раза больше, чем у двигателей Д-54.

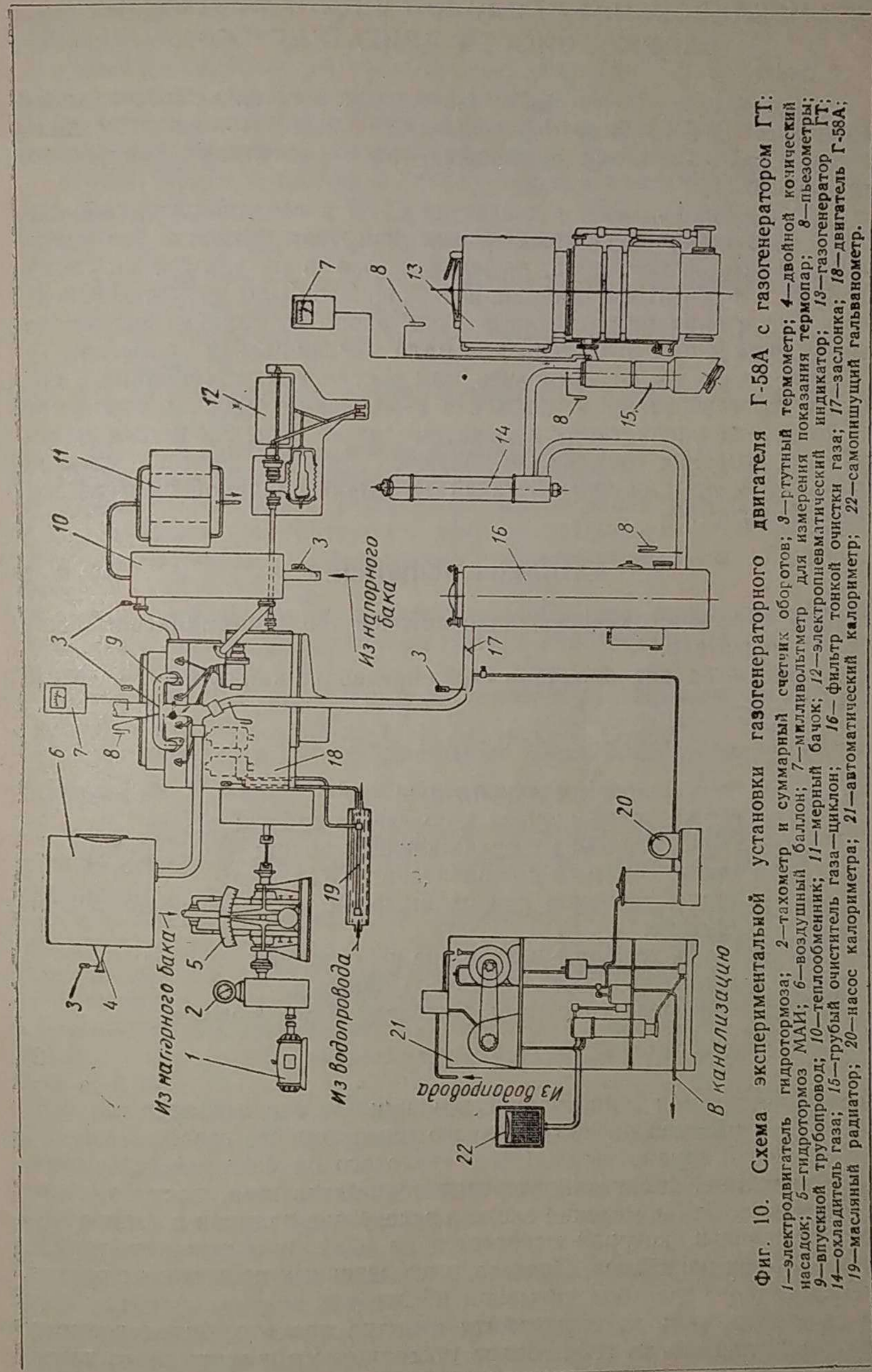
Износы деталей у газогенераторных двигателей бывают обычно выше, чем у двигателей, работающих на жидком топливе. Это объясняется в первую очередь недостаточной очисткой генератор-



Фиг. 9. Износы деталей двигателей Г-58, отнесенные к 2000 час. работы:  
 а—для двигателя Д-54; б—для двигателя Г-58 при работе на древесных чурках;  
 в—для двигателя Г-58 при работе на торфяных брикетах.

ного газа. В данном случае получились значительные износы шеек коленчатого вала. Возник вопрос, не являлось ли это следствием (в первую очередь) увеличения числа оборотов коленчатого вала двигателей Г-58 (1400 в минуту) по сравнению с двигателем Д-54 (1300 в минуту).

Ответить на этот вопрос можно было только после проведения специальных испытаний по выяснению динамической напряженности деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя Г-58.



Фиг. 10. Схема экспериментальной установки газогенераторного двигателя Г-58А с газогенератором ГТ:  
 1—электродвигатель гидромоза; 2—тахометр и суммарный счетчик оборотов; 3—рутный термометр; 4—двойной коцический насос; 5—гидромоз МАИ; 6—воздушный баллон; 7—миллиметр для измерения показания термометра; 8—пьезометры; 9—впускной трубопровод; 10—теплообменник; 11—мерный бак; 12—электроннеавтоматический индикатор; 13—газогенератор ГТ; 14—охладитель газа; 15—грубый очиститель газа—щиток; 16—фильтр тонкой очистки газа; 17—заслонка; 18—двигатель Г-58А; 19—масляный радиатор; 20—насос калориметра; 21—автоматический калориметр; 22—самопишущий гальванометр.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЯ Г-58

Параллельно с выяснением динамической напряженности деталей двигателя Г-58 были определены тепловые потоки в этом двигателе. Основанием для проведения такого испытания послужило следующее.

При переоборудовании двигателя Д-54 в газогенераторный система охлаждения и система смазки двигателя остались без изменения, а количество тепла, выделяющегося в результате сгорания вводимого в двигатель топлива, возросло. Это было получено вследствие увеличения номинального числа оборотов вала и некоторого уменьшения к. п. д. двигателя при мало изменившейся мощности.

Необходимо было установить, как распределяются тепловые потоки в газогенераторном двигателе Г-58, каким образом удаляется из двигателя увеличенное количество тепла, выделяющегося в результате сгорания топлива, не являются ли повышенные тепловые напряжения тех или иных деталей двигателя причиной их меньшей износостойкости?

### МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Для выяснения распределения потоков тепла снимали тепловой баланс двигателя.

Тепловой баланс двигателя Г-58 определяли как сумму составляющих:

$$Q_0 = Q_e + Q_v + Q_{o.г} + Q_m + Q_n + Q_r \quad (1)$$

где  $Q_0$  — тепло, вносимое в двигатель;  
 $Q_e$  — тепло, превращенное в полезную работу;  
 $Q_v$  — тепло, теряемое с охлаждающей водой;  
 $Q_{o.г}$  — тепло, теряемое с отработавшими газами;  
 $Q_m$  — тепло, теряемое при охлаждении масла в масляном радиаторе;  
 $Q_n$  — тепло, теряемое вследствие недогорания топлива;  
 $Q_r$  — остаточный член теплового баланса.

Тепло, вносимое в двигатель, определяли по формуле

$$Q_0 = H_u V_{г.г} \text{ ккал/час}, \quad (2)$$

где  $H_u$  — низшая теплотворность влажного генераторного газа;  
 $V_{г.г}$  — часовой расход влажного генераторного газа.

Основной трудностью снятия теплового баланса газогенераторного двигателя является измерение количества газа, поступающего в двигатель. Это измерение сложно вследствие наличия в генераторном газе пыли, которая отлагается на измерительных приборах и искажает их показания. Поэтому в проведенных испытаниях расход генераторного газа подсчитывали по расходу воздуха, поступающего в смеситель, и по коэффициенту избытка воздуха, определяемому по данным химических анализов генераторного и выпускного газов.

Коэффициент избытка воздуха определяли по формуле, предложенной проф. Глаголевым [3].

Точность определения расхода генераторного газа по этому методу невелика (ошибки могут достигать 9%), но она значительно выше точности, получаемой при измерении расхода газа с помощью дроссельных приборов, устанавливаемых в газопроводах.

Тепло, теряемое при охлаждении масла в масляном радиаторе, определяли по формуле

$$Q_m = G_m c (t''_m - t'_m) \text{ ккал/час}, \quad (3)$$

где  $G_m$  — количество масла, прошедшего через масляный радиатор в течение часа, в кг;

$t''_m$  — температура масла, выходящего из фильтра к радиатору, в °С;

$t'_m$  — температура масла, возвращающегося из радиатора в фильтр, в °С;

$c$  — теплоемкость масла в ккал/кг °С.

Остальные члены уравнения (1) теплового баланса определяли по обычным формулам. Количество отработавших газов, приходящихся на 1 нм<sup>3</sup> генераторного газа, и влажность отработавшего газа подсчитывали по формулам, предложенным проф. Глаголевым [3].

Динамическую напряженность деталей кривошипно-шатунного механизма газогенераторного двигателя Г-58 оценивали по следующим параметрам:

1) по величине максимального давления  $p_z$ , развиваемого в цилиндрах двигателя;

2) по жесткости работы двигателя, определяемой по приросту давления на 1° поворота коленчатого вала  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ ;

3) по среднему и максимальному удельным давлениям: на шатунную шейку коленчатого вала, поршневой палец и гильзу цилиндров.

Силы инерции деталей были определены расчетным путем. Силы давления газов подсчитывали по индикаторным диаграммам, снятым при помощи электропневматического индикатора.

Испытания проводили на двигателе Г-58А, описанном ранее. Средняя степень сжатия экспериментального двигателя равнялась  $\epsilon = 8,1$ . По цилиндрам двигателя степень сжатия колебалась от 7,98 до 8,24.

Испытания двигателя были проведены на газе, вырабатываемом в газогенераторе ГТ из древесного угля и в газогенераторе ГБ из торфяных брикетов.

Эти топлива для испытаний были выбраны вследствие того, что при работе на них показания двигателя более стабильны, чем при работе на древесных чурках.

На фиг. 10 показана схема экспериментальной установки двигателя Г-58А с газогенератором ГТ.

Перед началом основных испытаний двигателя было определено время, необходимое для полного прогрева газогенераторов. Испыта-

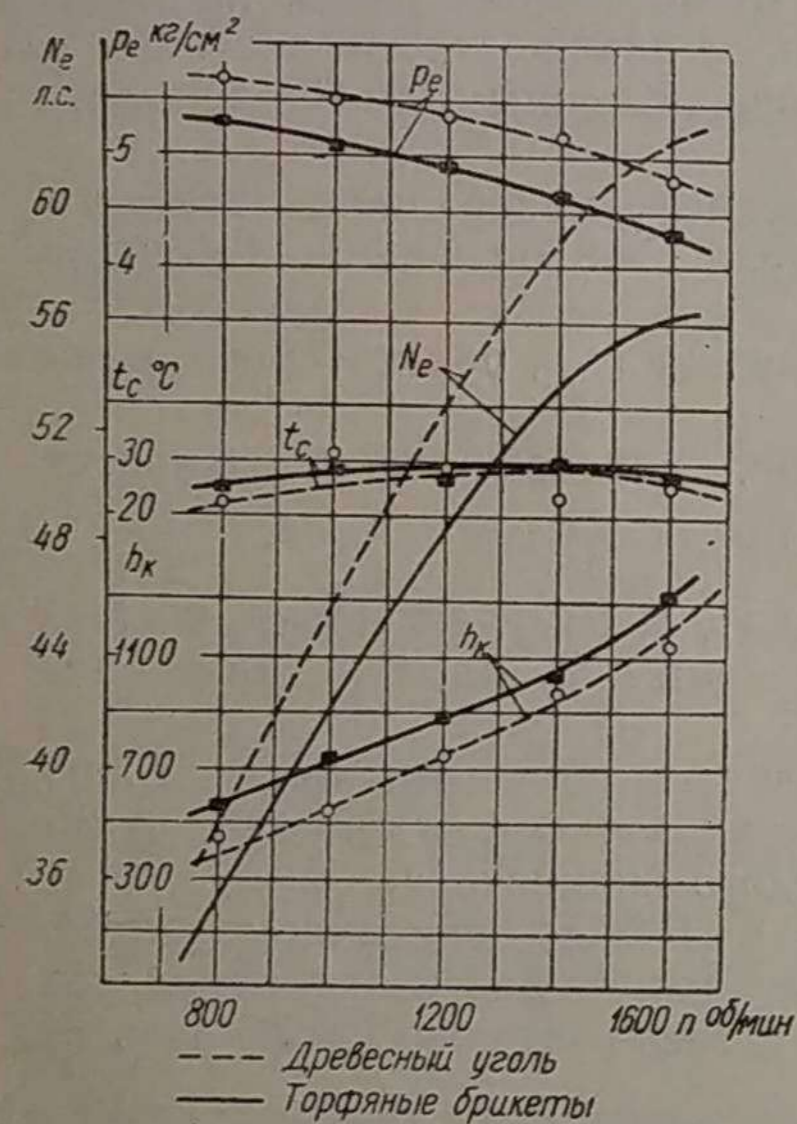
ния показали, что прогрев двигателя Г-58А занимает больше времени, чем полный разжиг газогенераторов и установление нормального процесса газификации в них. Поэтому во всех последующих опытах за начало испытаний принимали момент окончания прогрева двигателя.

Для проверки состояния двигателя и агрегатов газогенераторных установок были сняты внешние характеристики (фиг. 11) и проверена равномерность работы двигателя по цилиндрам. Двигатель развивал нормальную мощность, а равномерность работы по цилиндрам была удовлетворительной ( $\frac{M_{кр \text{ min}}}{M_{кр \text{ max}}} = 0,98$ ).

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ Г-58

Для выяснения динамической напряженности деталей кривошипно-шатунного механизма были сняты индикаторные диаграммы при полной нагрузке двигателя и следующем числе оборотов вала в минуту: 800, 1000, 1200, 1400 и 1600. Снятие индикаторных диаграмм производили в первом цилиндре двигателя. Датчик индикатора был соединен с камерой сгорания трубкой длиной 75 мм, внутренний диаметр трубки равнялся 8 мм.

Угол опережения зажигания во время снятия индикаторных диаграмм при разном числе оборотов вала двигателя оставался постоянным для каждого вида твердого топлива. При работе двигателя на газе, получаемом из древесного угля, угол опережения равнялся  $30^\circ$  до в. м. т., при работе на газе, получаемом из торфяных брикетов, —  $33^\circ$  до в. м. т. Эти углы опережения зажигания являются наиболее выгодными для нормального скоростного режима работы двигателя ( $n = 1400$  об/мин) при полной нагрузке. Увеличение оптимального



Фиг. 11. Внешние характеристики двигателя Г-58 при работе на газе из древесного угля и торфяных брикетов.

угла опережения зажигания при работе двигателя на газе из торфяных брикетов связано с химическим составом газа и меньшей теплотворностью его по сравнению с газом из древесного угля.

Индикаторные диаграммы двигателя Г-58А во время работы на газе из древесного угля и из торфяных брикетов при нормальном

скоростном режиме и полной нагрузке ( $n = 1400$  об/мин) показаны на фиг. 12.

Изменения  $p_z$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  двигателя Г-58А в зависимости от числа оборотов вала при работе на тех же исходных твердых топливах показаны на фиг. 13.

Из рассмотрения приведенных кривых можно заключить, что максимальное давление сгорания  $p_z$  у двигателя Г-58А колеблется в пределах от 31 до  $36,5 \text{ кг/см}^2$ .

При работе на газе, полученном из древесного угля, максимальное давление сгорания  $p_z$  имеет большее значение, чем при работе на газе, полученном из торфяных брикетов, и отличается на всех числах оборотов вала незначительно, примерно на  $1 \text{ кг/см}^2$ .

Жесткость работы двигателя Г-58А характеризуется колебаниями значений величины  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  в основном в пределах от 1,2 до  $1,4 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала при испытании двигателя на всех числах оборотов вала.

Более или менее постоянные значения величины  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  у двигателя Г-58А при увеличении числа оборотов вала от 800 до 1600 в минуту указывают на то, что вместе с сокращением времени сгорания газовой смеси происходит увеличение скорости сгорания вследствие более интенсивного вихреобразования.

Двигатель Г-58А на газе, полученном из торфяных брикетов, работал более жестко, чем на газе, полученном из древесного угля, хотя различия в жесткости были небольшие. При работе на газе из торфяных брикетов значения  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  колебались, в основном, от 1,26 до 1,45 при среднем значении  $1,36 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала.

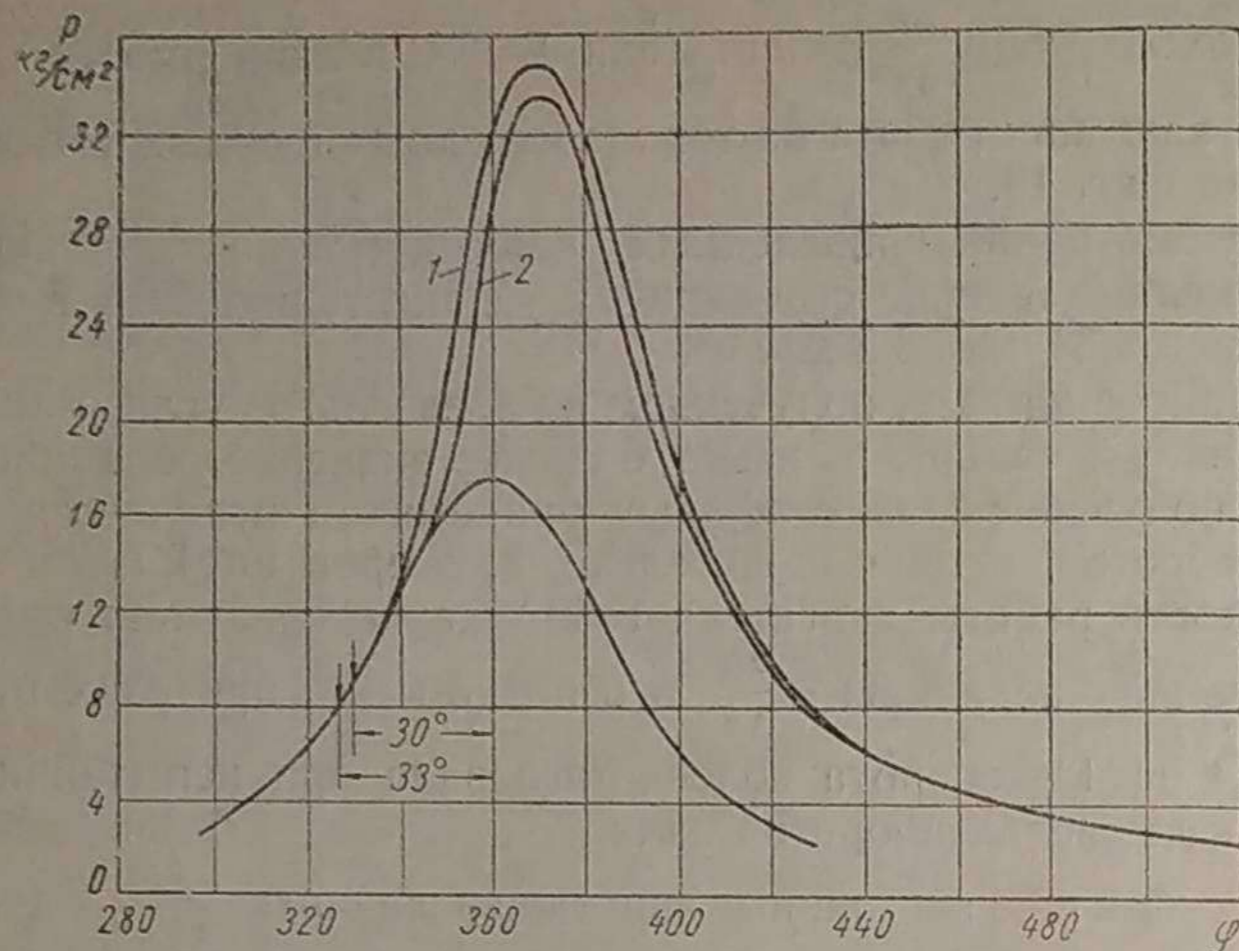
При работе на газе, полученном из древесного угля, значения  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  изменялись, в основном, от 1,26 до 1,32 со средним значением  $1,28 \text{ кг/см}^2$  на  $1^\circ$  поворота коленчатого вала.

На основании графиков (фиг. 12 и 13) можно сделать предположение о некотором различии в протекании рабочего процесса газогенераторного двигателя Г-58А при работе его на газе, полученном из древесного угля, и на газе, полученном из торфяных брикетов.

Первый период сгорания при работе на газе, полученном из торфяных брикетов, длится более продолжительное время. В этом случае первый период продолжается дольше примерно на  $5-7^\circ$  поворота коленчатого вала, чем соответствующий период при работе на газе, полученном из древесного угля.

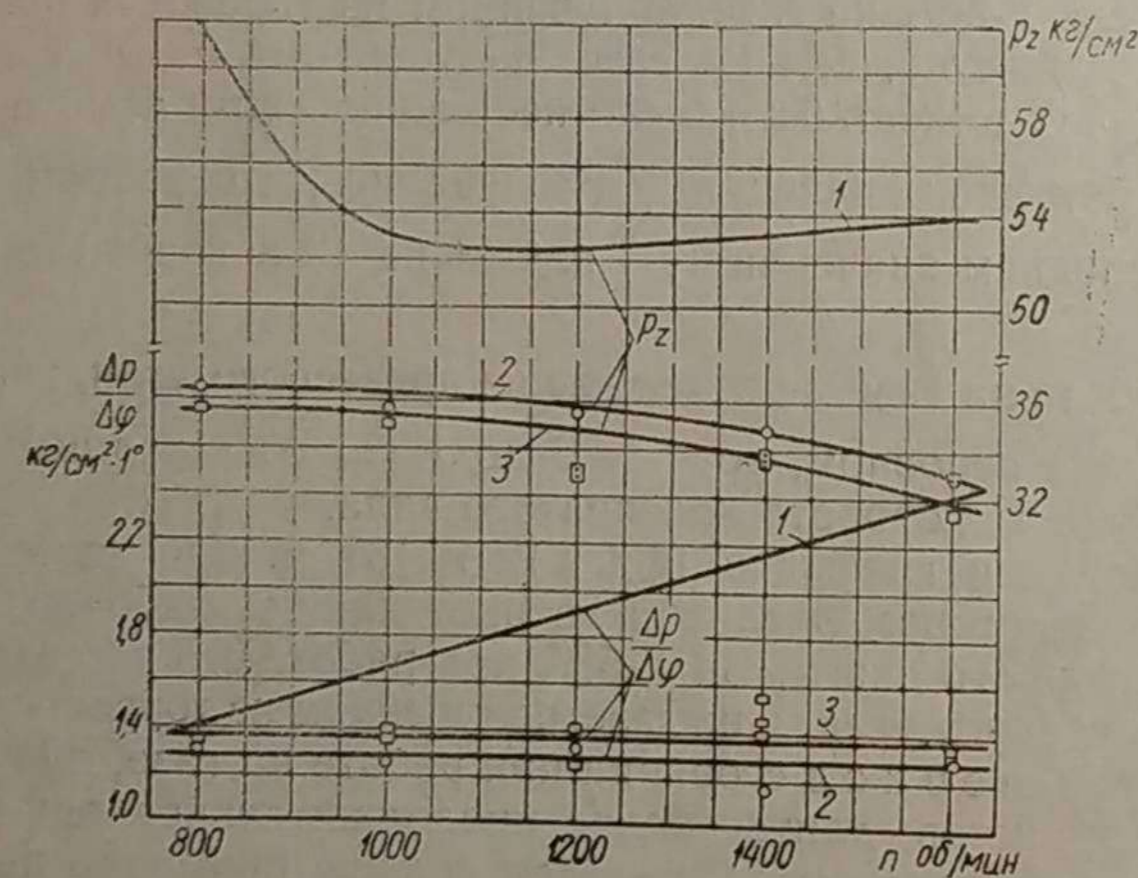
Второй период сгорания при работе на газе, полученном из торфяных брикетов, протекает более быстро, чем при работе на газе, полученном из древесного угля. В первом случае он занимает  $28^\circ$  поворота коленчатого вала, а во втором —  $33^\circ$ .

Указанное различие в протекании процесса сгорания приводит к тому, что несмотря на значительное отставание эффективной



Фиг. 12. Индикаторные диаграммы двигателя Г-58А при работе на газе:

1—из древесного угля; 2—из торфяных брикетов.



Фиг. 13. Изменение показателей, характеризующих динамическую напряженность деталей двигателей Г-58А и Д-54 в зависимости от числа оборотов коленчатого вала:

1—для двигателя Д-54; 2—для двигателя Г-58А при работе на древесном угле; 3—для двигателя Г-58А при работе на торфяных брикетах.

мощности двигателя Г-58А при работе его на газе, полученном из торфяных брикетов, от мощности при работе на газе, полученном из древесного угля (см. фиг. 11), максимальные давления сгорания  $p_z$  в этих двух случаях отличаются незначительно.

Некоторое различие в протекании рабочего процесса может быть объяснено влиянием химического и турбулентного факторов на процесс сгорания [6]. При этом необходимо иметь в виду разный химический состав генераторного газа при работе на торфяных брикетах и на древесном угле.

В табл. 4 приведены данные о среднем (за время выжигания топлива в бункере газогенератора) составе сухого газа при работе двигателя Г-58А на твердом топливе двух видов.

Таблица 4

Средний состав сухого генераторного газа

Топливо	Состав сухого газа в %						Нижняя теплотворность сухого нормального газа $H_u$ в ккал/м <sup>3</sup>
	CO	H <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	
Торфяные брикеты .	20,9	17,8	8,8	0,6	0,6	51,3	1142
Древесный уголь . .	30,8	13,0	2,6	0,5	0,9	52,2	1313

Как видно из табл. 4, при работе двигателя на торфяных брикетах в газе содержится меньше окиси углерода и больше водорода и углекислоты.

Увеличение содержания водорода должно было привести к уменьшению первого периода сгорания в газе, полученном из торфяных брикетов, а увеличение содержания CO<sub>2</sub> — к увеличению первого периода сгорания. В данном случае преобладающее значение имеет, видимо, влияние CO<sub>2</sub>. Это могло произойти вследствие того, что содержание водорода увеличилось всего на 37%, а содержание CO<sub>2</sub> почти в 3,5 раза.

На фиг. 13 нанесены, для сравнения, значения  $p_z$  и  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  двигателя Д-54 в зависимости от оборотов [5].

Из графика видно, что максимальное давление сгорания у двигателя Д-54 на всем диапазоне чисел оборотов вала значительно выше, чем у двигателя Г-58А (значение  $p_z$  у двигателя Д-54 изменяется в пределах 52—62 кг/см<sup>2</sup>). Жесткость работы обоих двигателей при малом числе оборотов коленчатого вала (800 в минуту) примерно одинакова. Но с увеличением числа оборотов жесткость работы двигателя Д-54 возрастает и при номинальном скоростном режиме работы газогенераторного двигателя (1400 в минуту) превышает жесткость работы последнего более чем в 1,5 раза.

Однако для полного сравнения напряженности работы деталей двигателей Г-58 и Д-54 проведенного сравнения недостаточно. Необходимо учесть и действие инерционных сил, так как номинальные скоростные режимы этих двигателей различны.

С учетом инерционных сил были подсчитаны средние и максимальные удельные давления, возникающие между поршневыми пальцами и втулками верхних головок шатунов, поршнями и гильзами, шатунными шейками и подшипниками нижних головок шатунов.

При подсчете нормальных усилий, возникающих между поршнями и гильзами цилиндров, в отличие от принятого порядка, учитывали действие инерционных сил<sup>1</sup>.

Для того чтобы получить наиболее полное представление о напряженности работы шатунных подшипников и шеек коленчатого вала сравниваемых двигателей, были проверены коэффициенты надежности подшипников, согласно гидродинамической теории смазки. Температура масла в подшипниках для обоих двигателей была принята одинаковой. Коэффициент надежности подшипника определяли относительно минимально допустимой величины критического масляного слоя  $h_{кр} = 0,010$  мм [4].

Результаты подсчетов напряженности работы деталей кривошипно-шатунных механизмов двигателей Г-58 и Д-54 представлены в табл. 5, а также на фиг. 14.

Таблица 5

Данные по напряженности работы деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей Г-58 и Д-54

Марка двигателя	Топливо	Число оборотов в минуту	Максимальное ускорение поршня $j$ в м/сек <sup>2</sup>	Максимальное давление сгорания $P_z$ в кг/см <sup>2</sup>	Жесткость работы $\Delta p/\Delta \varphi_0$ в кг/см <sup>2</sup> на 1° п.к.в.	Напряженность работы пар						Коэффициент надежности подшипника
						Втулка шатуна — палец		Гильза — поршень		Шатун, подшипник — шейка вала		
						$q_{ср}$ в кг/см <sup>2</sup>	$q_{max}$ в кг/см <sup>2</sup>	$q_{ср}$ в кг/см <sup>2</sup>	$q_{max}$ в кг/см <sup>2</sup>	$q_{ср}$ в кг/см <sup>2</sup>	$q_{max}$ в кг/см <sup>2</sup>	
Г-58	Газ—из древесного угля	1400	2000	34,8	1,28	33,5	135	1,18	1,88	30,8	51,7	1,51
Г-58	Газ—из торфяных брикетов . . .	1400	2000	33,6	1,36	33,1	128	1,15	1,88	30,5	48,2	1,52
Д-54	Дизельное топливо . .	1300	1735	54,3	1,9	41,5	248	1,37	3,10	30,65	117,5	1,41

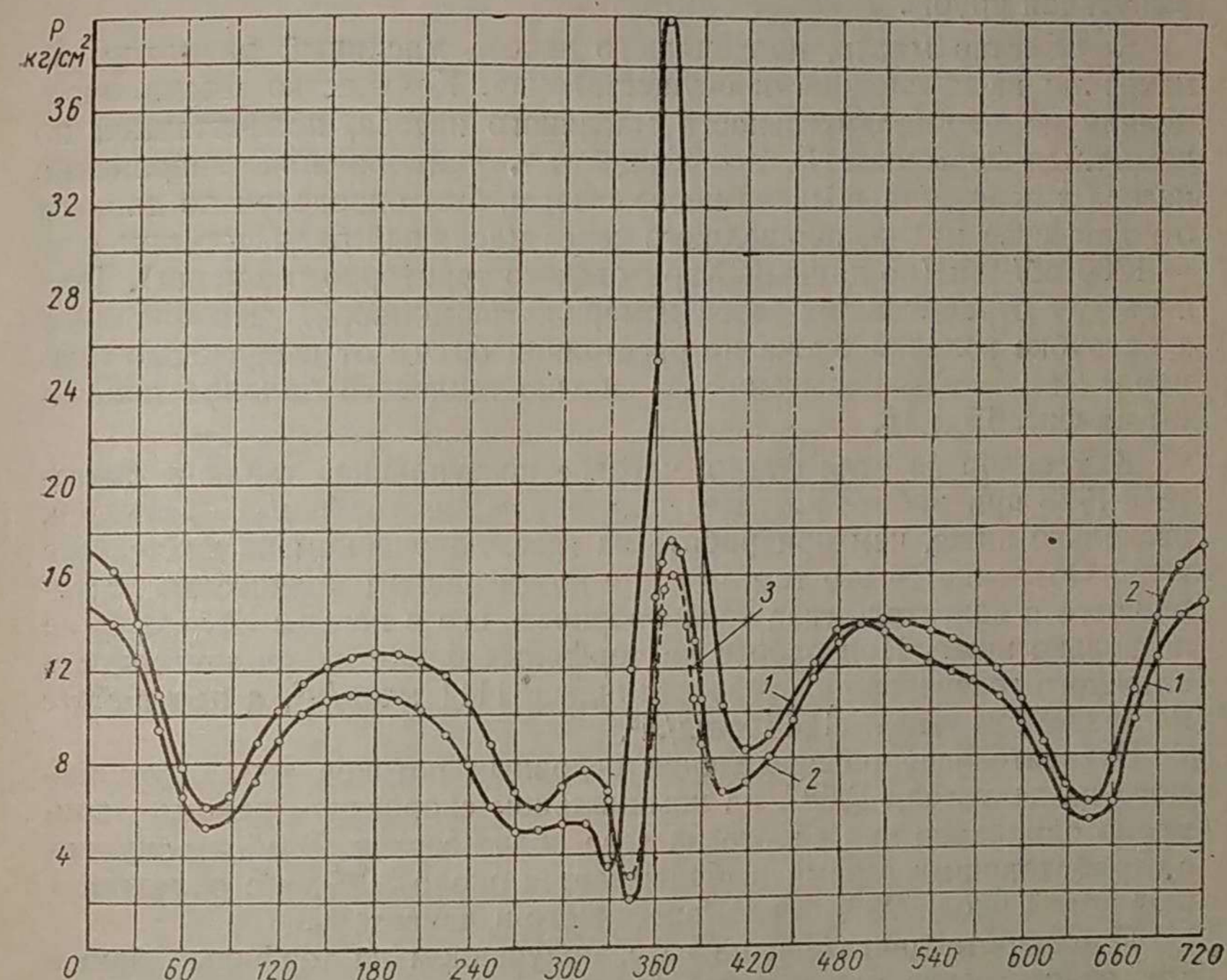
Как видно из графика (фиг. 14) и табл. 5, значения средних и максимальных удельных давлений, возникающих между втулкой верхней головки шатуна и поршневым пальцем, а также между поршнем и гильзой, у газогенераторного двигателя Г-58 ниже, чем у двигателя Д-54.

Значения средних удельных давлений, возникающих между вкладышами шатунных подшипников и шейками коленчатого вала, у обо-

<sup>1</sup> Обычно при подсчете нормальных усилий, возникающих между поршнем и гильзой цилиндров, инерционные силы не учитываются.

их двигателей примерно равны. Значения максимальных удельных давлений в той же паре сопрягающихся деталей у газогенераторного двигателя составляют всего около 50% от соответствующих значений у двигателя Д-54. Коэффициент надежности шатунных подшипников у двигателя Г-58 несколько выше, чем у двигателя Д-54.

Следовательно, можно сделать вывод о том, что повышенные износы деталей кривошипно-шатунного механизма газогенераторного



Фиг. 14. Диаграмма результирующих давлений, действующих на шатунные шейки коленчатых валов двигателей Г-58 и Д-54:

1—для двигателя Д-54; 2—для двигателя Г-58 при работе на древесном угле; 3—для двигателя Г-58 при работе на торфяных брикетах.

двигателя Г-58 не являются следствием динамической напряженности этих деталей, так как она меньше, чем у соответствующих деталей двигателя Д-54.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В ДВИГАТЕЛЕ Г-58

Тепловой баланс двигателя Г-58А при работе на газе, полученном из древесного угля, был снят на тех же скоростных режимах и с теми же углами опережения зажигания, при которых снимали индикаторные диаграммы. При работе на торфяных брикетах тепло-

вой баланс был снят только при  $n = 1400$  об/мин. Перед началом испытаний двигатель прогревали для достижения теплового равновесия. При изменении скоростного режима во время испытаний для тех же целей делали получасовую выдержку и только после этого производили измерения.

На каждом режиме работы делали два измерения всех величин, в том числе отбирали и по две пробы газа: перед смесителем и из выпускной трубы.

Количество масла, проходящего через масляный радиатор, не измеряли из-за сложности осуществления. Количество масла определяли по производительности масляного насоса, подсчитанной по известным формулам [1]. Коэффициент  $\eta$ , учитывающий наполнение насоса и перетекание масла через зазоры, был определен по данным о количестве масла, прошедшего через масляный радиатор при  $n = 1300$  об/мин (по данным Харьковского тракторного завода). Температуру отработавших газов измеряли термопарой, установленной в патрубке головки блока на расстоянии 50 мм от выпускного клапана. Результаты испытаний по снятию теплового баланса показаны на фиг. 15 и 16.

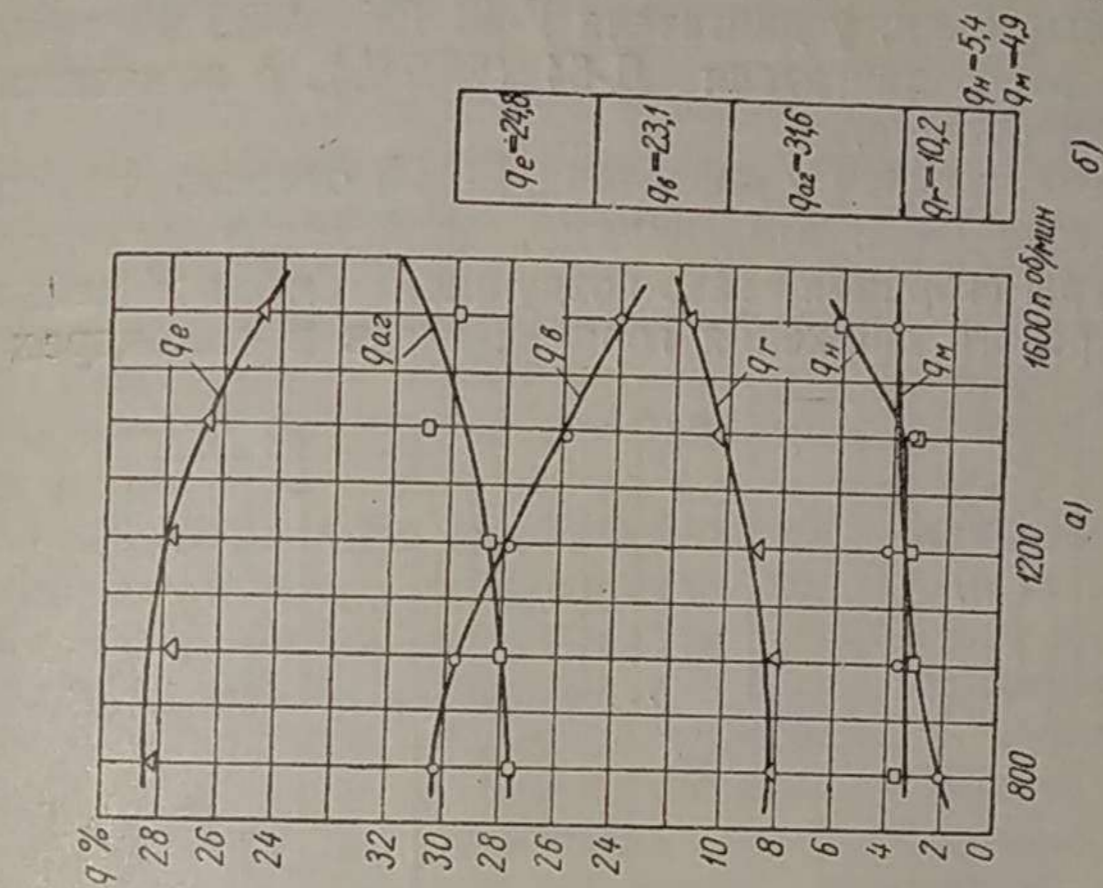
Как видно из этих фигур, часовое поступление тепла в двигателе Г-58 при работе на газе, полученном из торфяных брикетов, несколько ниже, чем при работе на газе, полученном из древесного угля. Объясняется это тем, что при почти равном количестве поступившего в двигатель газа теплотворность его в первом случае была несколько ниже. При работе на торфяных брикетах теплотворность влажного генераторного газа равнялась  $1111 \text{ ккал/м}^3$ , а при работе на древесном угле —  $1255 \text{ ккал/м}^3$ .

Относительное распределение основных потоков тепла, удаляемого из двигателя Г-58А на номинальном скоростном режиме, примерно одинаково при работе на газе обоих сортов. В обоих случаях с отработавшими газами выбрасывается около 30%, а с охлаждающей водой около 25% тепла, внесенного в двигатель.

При работе двигателя на газе, полученном из торфяных брикетов, относительно меньшее количество тепла расходуется на эффективную работу. Объясняется это уменьшением механического к.п.д. двигателя вследствие меньшей индикаторной мощности, развиваемой двигателем при работе на газе с более низкой теплотворностью.

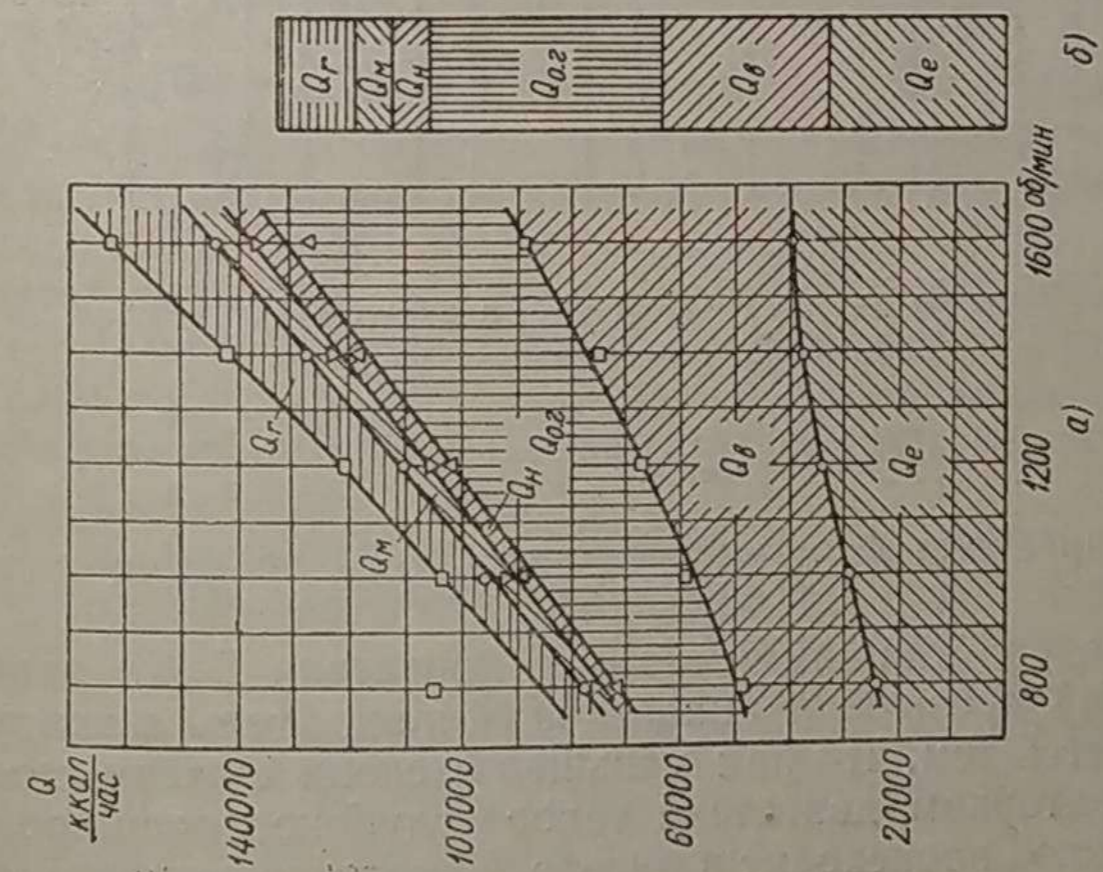
Следует отметить сравнительно хорошую экономичность газогенераторного двигателя Г-58А. При работе на газе, полученном из торфяных брикетов, на 1 л. с. в час затрачивается только 2550 ккал, а при работе на древесном угле — всего 2420 ккал. Это меньше среднего удельного расхода карбюраторного двигателя, даже если учесть возможные ошибки при определении экономичности работы двигателя Г-58.

Для выяснения относительной тепловой напряженности газогенераторного двигателя Г-58А было произведено сравнение топливных потоков этого двигателя и двигателя Д-54. Сравнение в виде диаграммы проведено по тепловым балансам, снятым при номинальных



Фиг. 16. Изменение относительных параметров теплового баланса двигателя Г-58А в зависимости от числа оборотов коленчатого вала:

а — для двигателя Г-58А, работающего на древесном угле; б — для того же двигателя, работающего на торфяных брикетах (при  $n = 1400$  об/мин).



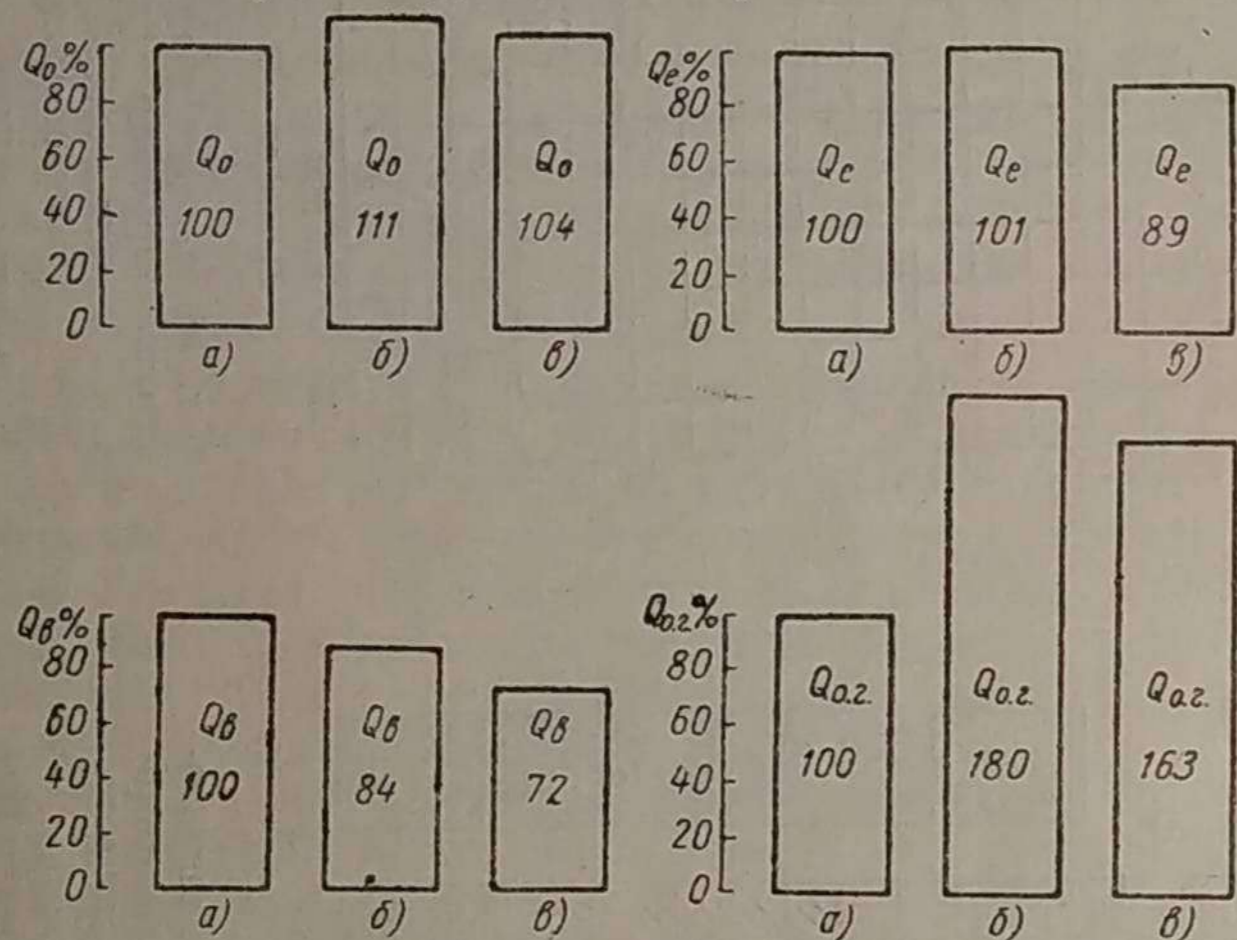
Фиг. 15. Изменение параметров теплового баланса двигателя Г-58А в зависимости от числа оборотов коленчатого вала:

а — для двигателя Г-58А, работающего на древесном угле; б — для того же двигателя, работающего на торфяных брикетах (при  $n = 1400$  об/мин).

скоростных режимах двигателей. Данные по тепловому балансу двигателя Д-54 приводятся по материалам Харьковского тракторного завода. За 100% приняты данные по двигателю Д-54 (фиг. 17).

Из рассмотрения приведенных диаграмм можно заключить следующее. Количество тепла, вносимого в газогенераторный двигатель Г-58А, несколько больше, чем у двигателя Д-54. Объясняется это тем, что эффективный к.п.д. у двигателя Г-58 (25—26,5%) меньше аналогичного показателя двигателя Д-54 (29,2%), а номинальное число оборотов вала больше.

Через систему охлаждения у двигателя Г-58А отводится меньше тепла, чем у двигателя Д-54. Это, видимо, происходит вследствие меньшей температуры сгорания газо-воздушной смеси и меньшей интенсивности вихревого движения горячих газов в цилиндрах га-



Фиг. 17. Соотношение  $Q_o$ ,  $Q_e$ ,  $Q_g$  и  $Q_{o.g}$  в двигателях Г-58А и Д-54 при работе на номинальном режиме:

а—для двигателя Д-54; б—для двигателя Г-58А при работе на древесном угле; в—для двигателя Г-58А при работе на торфяных брикетах.

зогенераторного двигателя во время рабочего хода, по сравнению с двигателем Д-54.

Отвод тепла с отработавшими газами у двигателя Г-58А значительно (на 70—80%) превышает аналогичный показатель двигателя Д-54. Это объясняется тем, что при меньшей степени сжатия невозможно в газогенераторном двигателе такое глубокое расширение сгоревших газов, какое происходит в дизеле. Некоторое влияние оказывает также догорание газо-воздушной смеси на линии расширения. Вследствие указанных причин отработавшие газы выталкиваются из двигателя Г-58А с более высокой температурой (~600°C), чем у двигателя Д-54 (~450°C). Следовательно, детали двигателя Г-58, находящиеся под воздействием отработавших газов (выпускные клапаны, седла выпускных клапанов, выпускные каналы голов-

ки блока и головка блока в целом), испытывают большие тепловые напряжения, чем у двигателя Д-54, и поэтому могут иметь менее продолжительный срок службы.

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

На основании всего изложенного можно сделать следующие выводы:

1. Созданный на базе двигателя Д-54 газогенераторный двигатель Г-58 развивает устойчивую среднюю мощность, равную 50—52,5 л. с. при работе на битуминозных топливах (древесные чурки, торфяные брикеты) и 57 л. с. при работе на древесном угле.

2. Износы деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя Г-58 выше, чем у двигателя Д-54. Наибольшее увеличение износов наблюдается по коренным и шатунным шейкам коленчатого вала двигателя.

3. Динамические нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя Г-58 не превышают нагрузок деталей двигателя Д-54, несмотря на увеличение номинального числа оборотов вала газогенераторного двигателя. Это означает, что повышенный износ деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя Г-58 не является следствием динамической напряженности их.

4. Тепловая напряженность газогенераторного двигателя Г-58 несколько превышает аналогичный показатель у двигателя Д-54. Однако увеличенная тепловая напряженность распространяется только на выпускную систему двигателя. Следовательно, указанные детали двигателя Г-58 могут иметь менее продолжительный срок службы.

5. Так как детали кривошипно-шатунного механизма двигателя Г-58 не подвержены повышенным, по сравнению с двигателем Д-54, динамическим и тепловым напряжениям, то увеличение износостойкости деталей этого двигателя следует вести по линии улучшения очистки генераторного газа и картерного масла.

6. Данные о динамической напряженности деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя Г-58 указывают на возможность дальнейшего форсирования его мощности, что является одной из дальнейших задач НАТИ.

7. По вопросу о переоборудовании тракторных дизелей в газогенераторные двигатели можно сделать следующие общие замечания:

а) при таком переоборудовании можно несколько увеличивать номинальное число оборотов вала для некоторой компенсации потерь мощности; динамические нагрузки деталей кривошипно-шатунного механизма при этом не будут превышать нагрузок деталей дизеля;

б) следует учесть необходимость в повышении теплостойкости головки блока и деталей выпускной системы, учитывая, что они подвержены значительно большим тепловым напряжениям.

В работах по двигателю Г-58 в разные периоды принимали участие инженеры И. П. Зубиетов, А. И. Калинин и В. Я. Буртакова.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Болтинский Н. В., Автотракторные двигатели. Сельхозгиз, 1948.
2. Величкин И. Н., Юдушкин Н. Г. и Артамонов М. Д., Газогенераторные тракторы ГБ-58 и ГТ-58. «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1951.
3. Глаголев Н. М., Испытание газовых двигателей. Теория с методика. ОНТИ, 1934.
4. Дьячков А. К., Расчет подшипников быстроходных двигателей. Машгиз, 1939.
5. Семенов С. С., Золотин Г. Н., Соболев К. В., Исследование рабочего процесса двигателя Д-54. «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1952.
6. Соколик А. С., Воинов А. Н. и Свиридов Ю. Б., Влияние химического и турбулентного факторов на процесс сгорания в условиях двигателя. «Известия АН СССР ОТН» № 12, 1949.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	3
Краткое описание конструкции газогенераторного двигателя Г-58	5
Мощность газогенераторного двигателя Г-58 и износостойкость его деталей	10
Исследование тепловой и динамической напряженности двигателя Г-58	16
Общие выводы	27
Литература	28

Технический редактор А. Ф. Уварова

Корректор Д. Э. Семенова

Сдано в производство 13/IX 1954 г.

Подписано к печати 14/XII 1954 г.

Т 03767

Тираж 2850 экз. Печ. л. 1,75. Уч.-изд. л. 2,1. Бум. л. 0,38 Формат Формат 60×92<sup>1</sup>/<sub>13</sub>

Заказ 1738