

Утнѳ

ТРАКТОРНОЕ

целѳ

Утнѳ

ТРАКТОРНОЕ

целѳ

Газогенераторы
в журнале
«Автотракторное
дело»

1937

ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО



ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Утнѳ

ТРАКТОРНОЕ

целѳ

Утнѳ

ТРАКТОРНОЕ

целѳ

1937

1937

9

1937



Конструкторский ОТДЕЛ

Инж. Л. Гибер

НАТИ

Газогенераторы для тракторов ЧТЗ

В 1935—1936 гг. трижды проводились испытания тракторов ЧТЗ с различными газогенераторными установками, сконструированными в СССР.

В конце 1935 г. в НАТИ проводились сравнительные испытания газогенераторных тракторов ЧТЗ, где представлены были установки: НАТИ-ЧТЗ, ГГС (Газогенераторстрой) и Пионер Д-8 (Декаленкова).

Летом 1936 г. (май — август) на опытном поле НАТИ проведены были испытания тракторов с установками Г-13 (НАТИ), Пионер Д-8 (Декаленкова), Автодор 1 и Вастан (Кулябина—ЦНИИМЭ) с целью выявления преимуществ и недостатков испытываемых установок и их отдельных элементов. Программа испытания включила работу трактора на газе в течение 160 час. при переменной нагрузке и на разных сортах топлива (чистая береза, 50% смеси березы с сосной и чистая сосна).

Осенью 1936 г. (сентябрь — октябрь) Межведомственная комиссия из представителей Наркомлеса и Наркомтяжпрома производила на Монетной базе Свердловска (Урал) испытания тракторов ЧТЗ с газогенераторными установками Г-13 (НАТИ), Д-9 (Декаленкова), Вастан, 2-й вариант (ЦНИИМЭ — Кулябина) и Л-С (Лесосудомашстрой) для определения надежности, работоспособности и эксплуатационных качеств газогенераторных установок в условиях вывозки лесоматериалов по грунтовым непрофилированным дорогам. В программу испытания входили: динамометрирование тракторов, 200-часовая работа трактора по вывозке лесоматериалов, разборка и сборка испытываемых генераторов в процессе работы, наблюдение за двигателями и сборка испытываемых генераторов в процессе работы, наблюдение за двигателями и т. д. Тракторы работали 140 час. на березе и 60 час. на сосне.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

1. Установка НАТИ Г-13

На рис. 1 приведена принципиальная схема газогенераторной установки НАТИ Г-13.

Проект этой установки разработан в газогенераторной группе моторного отдела НАТИ в конце 1935 г. Опытная машина построена на заводе института в начале 1936 г.

Трактор ЧТЗ с установкой НАТИ Г-13 подвергся летом 1936 г. 300-часовым испытаниям в НАТИ, а осенью того же года установка участвовала в проведенных сравнительных испытаниях на Монетной базе Свердловска газогенераторных тракторов ЧТЗ, где она проработала свыше 200 час.

Конструктивные особенности

Процесс газификации — опрокинутый. Применяемое топливо — древесные чурки. Розжиг генератора производится ручным вентилятором или двигателем. Форма генератора — цилиндрическая; верхний цилиндр (бункер) диаметром 856 мм соединен с нижним цилиндром (газообразователем) диаметром 642 мм коническим поясом. Объем бункера равен 390 л и вмещает 118 кг березовых чурок при влажности дров в 15%. Диаметр загрузочного люка равен 370 мм. Общегоабаритная высота генератора — 1535 мм. Высота цилиндрической части генератора — 1373 мм.

Воздух подводится к воздушному кольцу камеры горения по двум футоркам общей площадью 36,8 см². Из воздушного кольца, слегка нагреваясь, воздух поступает в камеру горения через 16 фурум диаметром 12 мм и общей площадью 18,1 см². Скорость воздуха в фурумах при работе трактора

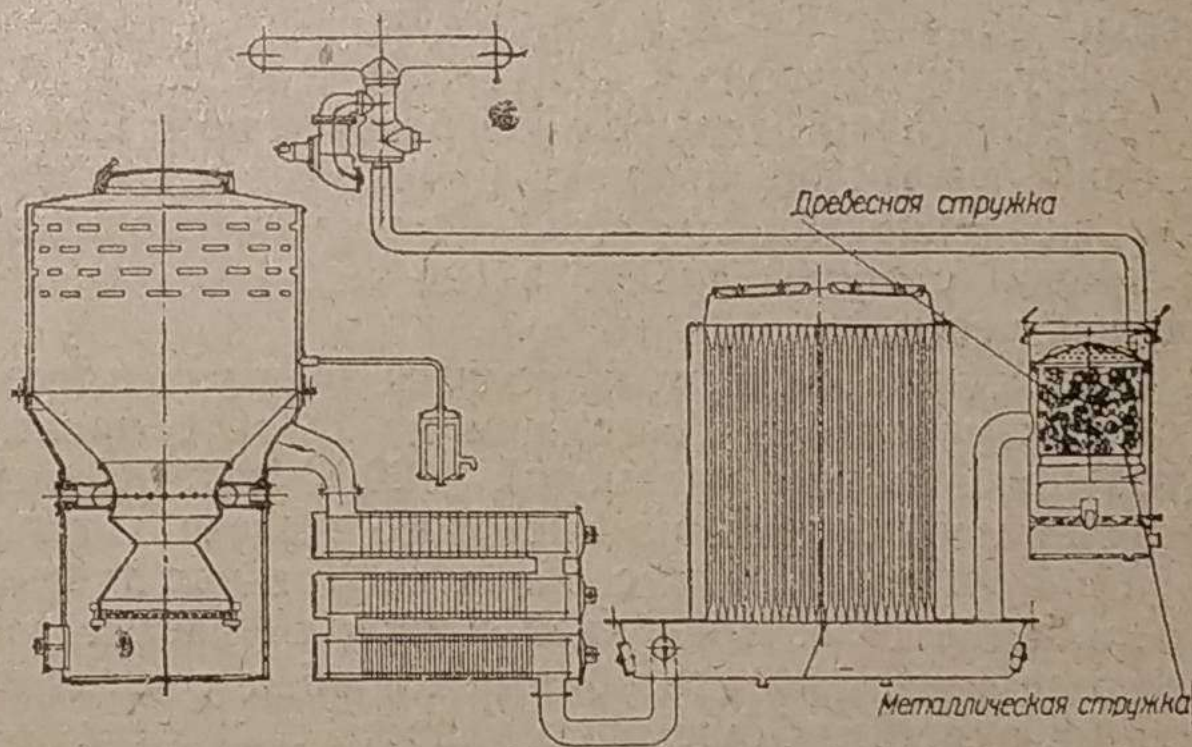


Рис. 1. Схема газогенераторной установки НАТИ Г-13

на ходовом режиме (при расходе 40 кг топлива в час) достигает 15,3 м сек.

Камера горения отлита из углеродистой стали и покрыта тонким слоем алюминия. Диаметр и площадь зеркала горения камеры в плоскости подвода воздуха соответственно равны: $d = 294$ мм; $F = 0,0678$ м². Диаметр и площадь наименьшего сечения камеры равны $d = 173$ мм; $F = 0,00235$ м². Напряженность горения камеры, отнесенная к плоскости подвода воздуха, при часовом расходе топлива в 40 кг достигает 590 кг/час м². Высота активной зоны — 330 мм. Высота плоскости фурум от днища генератора — 510 мм.

Генератор снабжен колосниковой решеткой. Решетка разъемная и состоит из двух половинок,

одна неподвижная, а другая может откидываться, что необходимо при разгрузке генератора. Размеры колосников 25×8 мм, ширина щели между колосниками — 10 мм. Высота зольника, считая от колосниковой решетки до днища генератора, 160 мм. Газ из камеры горения проходит через колосниковую решетку и отводится из генератора в верхней части газовой коробки, подогревая топливо в бункере через конус топливника.

Отвод конденсата из газогенератора производится в верхней части бункера через конденсационный бачок.

Общий вес генератора 290 кг, вес генераторной установки без крепления — 605 кг. Генератор прикреплен к трактору с левой стороны (по ходу) над звездочкой гусеницы. Расстояние от нижней части генератора до гусеницы — 200 мм.

«Грубая» очистка газа производится в пластинчато-инерционном очистителе, состоящем из трех прямоугольных коробок размером $795 \times 250 \times 135$ мм. Внутри коробок имеется ряд пластин, насаженных на стержнях. В пластинах сделаны отверстия, расположенные в шахматном порядке, причем размеры отверстий в пластинах уменьшаются в направлении движения газа. Количество пластин в отдельных коробках следующее:

В первой коробке . . .	18 шт. с отверстиями	= 15 мм
Во второй . . .	26 . . .	= 10 .
В третьей . . .	35 . . .	= 8 .

«Грубые» очистители расположены с левой стороны трактора впереди газогенератора.

Фильтрация, или «тонкая» очистка газа, осуществляется в цилиндрическом масляном фильтре диаметром 375 мм, высотой 770 мм. Газ в фильтре проходит над поверхностью масла, захватывает его и смачивает металлическую и деревянную стружку, находящуюся над слоем масла. Пыль и сажа частично оседают непосредственно в масле, а наиболее тонкие пылинки прилипают к смоченным поверхностям стружки. Фильтр расположен с правой стороны трактора (по ходу) в его передней части.

Охлаждение газа производится в двухходовом газовом радиаторе, состоящем из 24 труб прямоугольного сечения размером $120 \times 12 \times 910$ мм. Трубки изготовлены из листового железа толщиной в 1 мм и уширены с обоих концов для лучшего прохода газа. В верхней и нижней частях радиатора имеются газосборные коробки с люками для их очистки. Общая поверхность охладителя — $5,2 \text{ м}^2$. Скорость газа в охладителе при часовом расходе топлива в 40 кг равна 2 м/сек. Охладитель расположен впереди водяного радиатора.

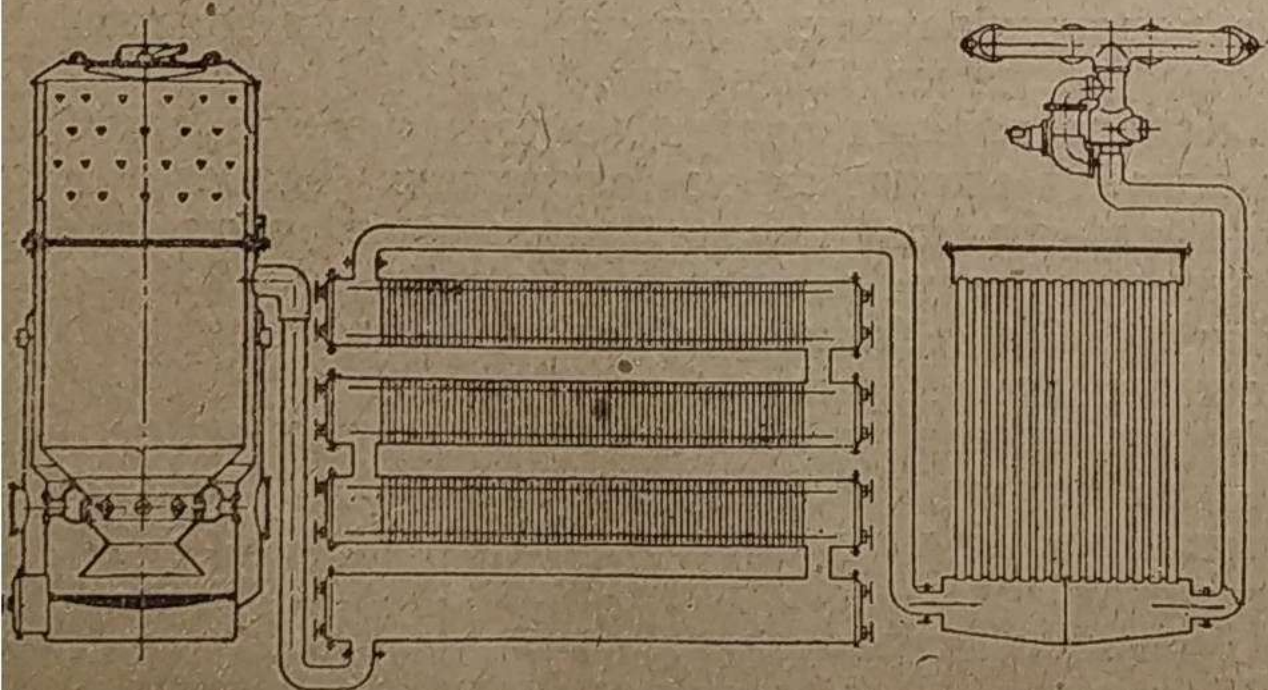


Рис. 2. Схема газогенераторной установки Вастан

На рис. 2 приведена схема газогенераторной установки Вастан (ЦНИИМЭ). Проект этой установки разработан инж. Кулябиным. Опытная машина построена на Урале.

Трактор ЧТЗ с установкой Вастан подвергся летом 1936 г. испытаниям в НАТИ, а осенью того же года слегка видоизмененная установка участвовала в проведенных испытаниях на Монетной базе, где она проработала около 150 час.

Конструктивные особенности

Процесс газификации — опрокинутый. Применяемое топливо — древесные чурки. Розжиг генератора производится двигателем или самотягой. Форма генератора — цилиндрическая: диаметр цилиндра наружного кожуха бункера — 675 мм, внутреннего — 625 мм. Объем бункера равен 350 л и вмещает 106 кг березовых чурок влажностью в 15%. Диаметр загрузочного люка равен 350 мм. Общегоабаритная высота генератора — 1825 мм. Высота цилиндрической части генератора — 1720 мм.

Воздух подводится к воздушному кольцу по специальному кожуху для предварительного его подогрева. Проходя по двум футеркам, воздух направляется в камеру горения по восьми фурмам диаметром 12 мм и общей площадью $9,05 \text{ см}^2$. Скорость воздуха в фурмах достигает 35,6 м/сек*.

Камера горения литая из стали. Диаметр и площадь зеркала горения камеры в плоскости подвода воздуха соответственно равны: $d = 330 \text{ мм}$; $F = 0,0855 \text{ м}^2$. Диаметр и площадь наименьшего сечения камеры равны: $d = 175 \text{ мм}$; $F = 0,00241 \text{ м}^2$. Напряженность горения камеры, отнесенная к плоскости подвода воздуха, достигает 468 кг/час м^2 . Наименьшая высота активной зоны, считая от плоскости фурм до края юбки камеры, равна 220 мм. Высота плоскости фурм от днища генератора — 420 мм.

Генератор снабжен колосниковой решеткой, вогнутой вниз. Решетка сварная, из круглого железа, диаметром 8 мм. Ширина щели между колосниками — 10 мм. Высота зольника — 120 мм. Газ из камеры горения, минуя колосниковую решетку, поднимается вверх по внутреннему пространству между цилиндрами, подогревает топливо в бункере и вблизи разъема отводится из генератора.

Отвод конденсата из генератора производится из верхней части бункера непосредственно в атмосферу через вентиль в $1\frac{1}{2}$ ".

Общий вес генератора — 340 кг, вес генераторной установки без крепления — 845 кг. Генератор прикреплен к трактору с левой стороны (по ходу) над звездочкой гусеницы. Расстояние от нижней части генератора до гусеницы — 100 мм.

«Грубая» очистка газа производится в отстойнике, представляющем собой прямоугольную коробку размером $1600 \times 200 \times 300$ мм. Коробка расположена сзади трактора над тяговым крюком.

Фильтрация газа осуществляется в пластинчато-инерционном очистителе, состоящем из трех прямоугольных коробок размером $1600 \times 200 \times$

* Скорость воздуха в фурмах, напряженность горения в камере и скорость газа в охладителе для всех установок подсчитаны для одинакового режима работы.

× 300 мм. Внутри коробок имеется по 66 пластин с отверстиями, расположенными в шахматном порядке. Пластины первой коробки имеют по 89 отверстий диаметром 15 мм; во второй коробке пластины имеют по 152 отверстия диаметром 12 мм; в третьей коробке пластины имеют по 205 отверстий диаметром 8 мм.

Первые две коробки тонкой очистки расположены над тяговым крюком трактора. Последняя коробка помещается на крыле трактора с правой стороны (по ходу).

Охлаждение газа производится в двухходовом газовом радиаторе, состоящем из 27 водопроводных труб диаметром в 1" и длиной 900 мм. В верхней и нижней частях радиатора имеются газосборные коробки. Общая поверхность охладителя — 2,45 м². Скорость газа в охладителе — 4,5 м/сек. Охладитель расположен впереди водяного радиатора.

3. Установка Л-С

На рис. 3 приведена принципиальная схема газогенераторной установки Л-С.

Проект этой установки разработан группой инженеров треста Лесосудомашстроя во главе с гг. Щетининым и Шапиро в 1936 г. Опытная машина построена на заводах треста.

Трактор ЧТЗ с установкой Л-С участвовал осенью 1936 г. в сравнительных испытаниях газогенераторных тракторов на Монетной базе Свердловска, где установка проработала свыше 200 час. До этих испытаний установка проработала около 100 час.

Конструктивные особенности

Процесс газификации — опрокинутый. Применяемое топливо — древесные чурки. Розжиг генератора производится двигателем. Форма генератора — цилиндрическая: верхний цилиндр (бункер) диаметром 704 мм приварен к нижнему цилиндру (газообразователю) диаметром 606 мм посредством переходного конуса. Объем бункера равен 360 л и вмещает 109 кг березовых чурок. Диаметр загрузочного люка — 375 мм. Высота генератора — 1720 мм. Высота цилиндрической части — 1572 мм.

Воздух подводится к фурменному поясу по одной футорке. В камеру горения воздух поступает по 12 фурмам диаметром 10 мм и общей площадью 9,43 см². Скорость воздуха в фурмах соответственно достигает 29,4 м/сек. Специального подогрева воздуха генератор не имеет.

Камера горения генератора литая из хромоникелевой стали марки ЭяЗС. Воздушное кольцо приварено к корпусу камеры. Диаметр и площадь зеркала горения камеры в плоскости подвода воздуха (по фурмам) равны: $d = 365$ мм; $F = 0,105$ м². Диаметр и площадь наименьшего сечения камеры равны: $d = 175$ мм; $F = 0,00241$ м². Напряженность горения камеры, отнесенная к плоскости подвода воздуха, достигает при указанном выше отборе газа 381 кг/м² час. Высота, считая от плоскости фурм до края камеры, активной зоны, равна 292 мм. Фурмы расположены на высоте 412 мм от днища генератора.

Генератор Л-С не имеет колосниковой решетки. Объем условного зольника 120 мм, считая от нижнего края камеры горения до днища генератора. Отвод конденсата из генератора производится из

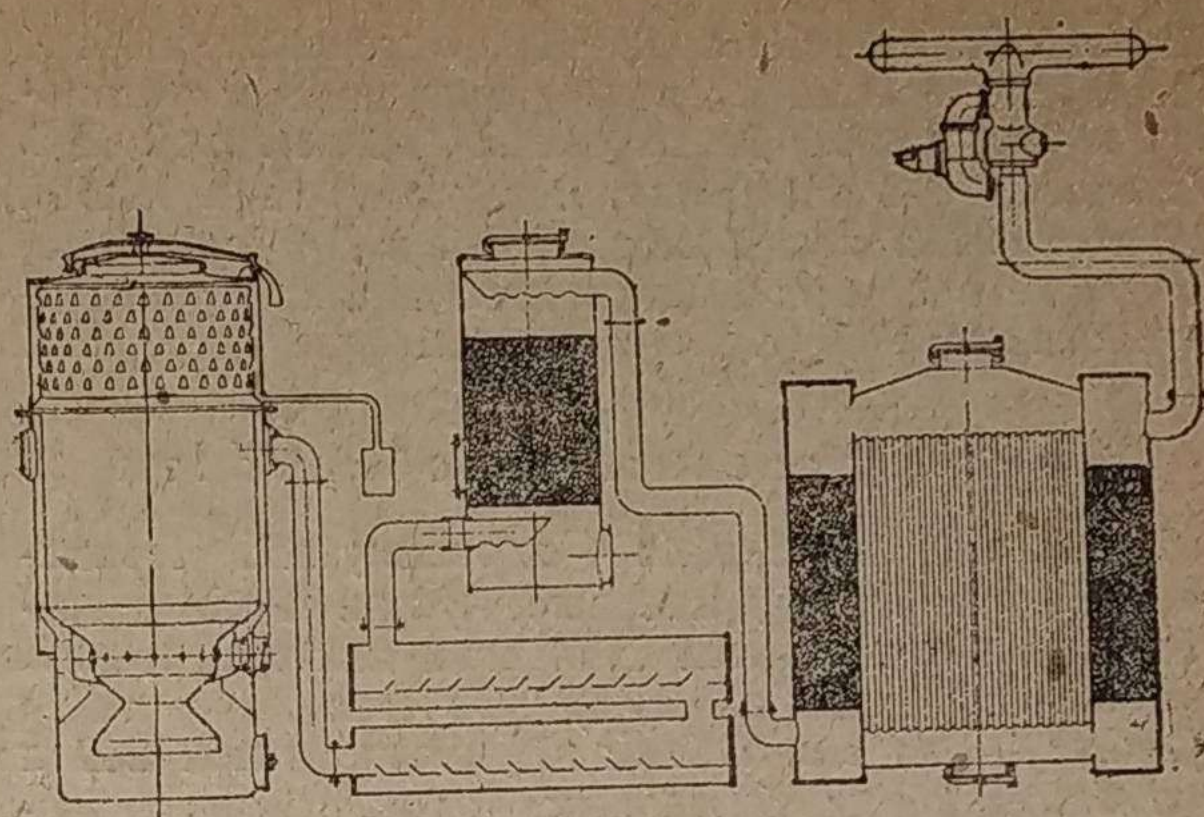


Рис. 3. Схема газогенераторной установки Л-С 1

верхней части бункера через конденсационный бак. Для усиления отсоса конденсата конденсационное устройство присоединено к отводной трубке, соединенной с выхлопом. Внутренний цилиндр верхней части генератора приварен к верхней части внешнего цилиндра, чтобы уменьшить общее количество асбестовых прокладок в месте разъема генератора.

Общий вес генератора — 260 кг. Генератор прикреплен к трактору с левой стороны (по ходу) над звездочкой гусеницы.

Первая «грубая» очистка газа производится в двух последовательно соединенных пылеуловителях, расположенных под сидением тракториста. Для этого пришлось сидение поднять на 40 мм, а инструментальный ящик вынести на крыло трактора. Диаметр цилиндров пылеуловителей — 200 мм, длина их — 1150 мм. В цилиндре вставлены невысокие наклонные перегородки для удержания пыли (см. схему).

Вторая «грубая» очистка производится в вертикальном цилиндре диаметром в 400 мм и высотой в 1 м, заполненном кольцами Рашига слоем в 500 мм. Вертикальный цилиндр смонтирован на тракторе рядом с газогенератором.

Фильтрация газа осуществляется в двух вертикальных колонках диаметром 200 мм и высотой 1200 мм, заполненных кольцами Рашига. Во второй колонке над кольцами Рашига имеются две подушки из тонкой металлической стружки, в них производится окончательная очистка газа. Колонки расположены по обеим сторонам газового охладителя и являются неотъемлемыми его частями.

Охлаждение газа производится в одноходовом газовом радиаторе, состоящим из 18 трубок размером 890 × 100 × 18 мм. В верхней и нижней частях газового радиатора имеются газосборные коробки с центральными люками для их очистки. Общая поверхность охладителя равна 4,65 м² при скорости газа в охладителе 1,0 м/сек. Охладитель расположен впереди водяного радиатора.

4. Газогенераторная установка Д-9

На рис. 4 приведена принципиальная схема газогенераторной установки Д-9.

Проект установки разработан С. И. Декаленковым в 1936 г. Завод «Свет шахтера» (Харьков) Главгормаша выпустил в середине 1936 г. 225 уста-

новок Д-9 для тракторов ЧТЗ. Установка Д-9 мало чем отличается от ранее выпущенных установок конструкции Декаленкова под маркой Д-8. Установка Д-8 тщательно испытывалась в НАТИ. Трактора ЧТЗ с установками Д-8 и Д-9 участвовали также в сравнительных испытаниях, проведенных осенью 1936 г. на Монетной базе Свердловска.

Конструктивные особенности

Процесс газификации — опрокинутый. Применяемое топливо — древесные чурки. Розжиг генератора производится самотягой или двигателем. Форма генератора — цилиндрическая, диаметр бункера — 636 мм. Объем бункера равен 280 л и вмещает 85 кг березовых чурок. Диаметр загрузочного люка — 345 мм. Общегоабаритная высота генератора — 1590 мм. Высота цилиндрической части генератора — 1360 мм.

Воздух подводится к воздушному поясу по двум футоркам, где он слегка подогревается отходящими газами. Из воздушного пояса воздух поступает в камеры горения через щель высотой в 4 мм, расположенную по окружности камеры диаметром 360 мм. Площадь живого сечения щели равна 26,4 см². Скорость воздуха в щели достигает на ходовом режиме 10,6 м/сек.

Камера горения генератора — литая из жароупорного чугуна, прикреплена она к верхнему конусу болтами. Диаметр и площадь зеркала горения топливника соответственно равны: $d=360$ мм; $F=0,102$ м². Диаметр и площадь наименьшего сечения топливника равны: $d=280$ мм; $F=0,0616$ м². Напряженность горения топливника (камеры), отнесенная к плоскости подвода воздуха, — 392 кг/м² час. Высота активной зоны генератора — 285—300 мм. Щель расположена на высоте 435 мм от днища генератора.

Генератор снабжен вогнутой вниз колосниковой решеткой, сваренной из железных прутков диаметром 12 мм. Ширина щели между колосниками равна 12 мм. В установках Д-9 сваренная решетка заменена литой из специального чугуна. Высота зольника генератора равна от 70 до 100 мм. Газ из генератора проходит под решеткой и отводится в очистители из нижней части генератора, не подогревая топливо в бункере. Отвод конденсата из генератора не производится.

Общий вес генератора — 223 кг. Вес всей газогенераторной установки — 445 кг. Генератор при-

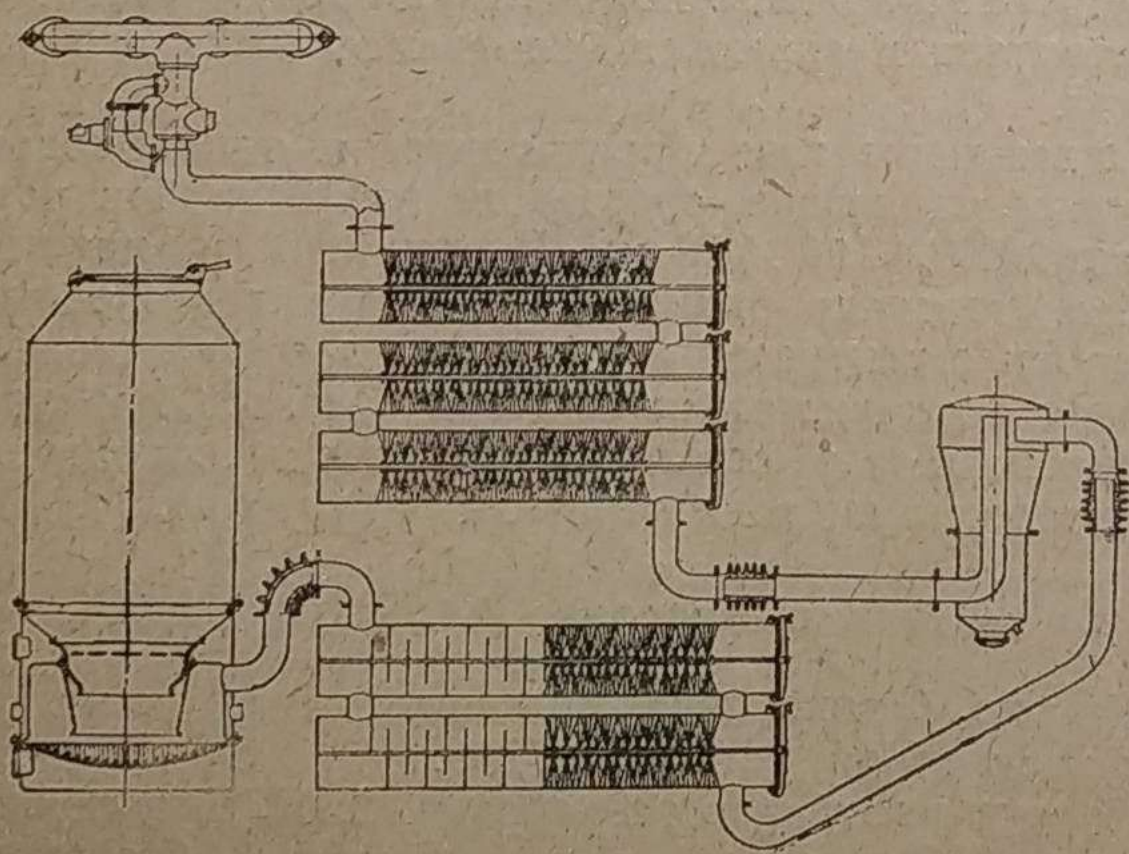


Рис. 4. Схема газогенераторной установки Д-9 (С. И. Декаленкова)

креплен к трактору с левой стороны (по ходу) над звездочкой гусеницы. Расстояние от нижней части генератора до гусеницы — 200 мм.

Первая «грубая» очистка газа производится в двух параллельно расположенных цилиндрах диаметром 220 мм, длиной 1400 мм. В первой половине цилиндров имеются круглые пластины со срезанными сегментами для прохода газов, вторая часть цилиндров заполнена кольцами-ежиками, изготовленными из стальной проволоки. Очистители установки Д-8 имели по всей длине срезанные пластины для очистки газа. Очистители «грубой» очистки расположены сзади трактора над тяговым крюком.

Вторая «грубая» очистка производится в циклоне, принцип действия которого понятен из схемы (рис. 4).

Фильтрация, или «тонкая» очистка газа от пыли и сажи, осуществляется в трех горизонтально расположенных впереди водяного радиатора цилиндрах диаметром 220 мм и длиной 1200 мм. Цилиндры работают последовательно и в них также имеются кольца с ежиками из стальной проволоки. В установках Д-9 ежики насажены на стержень и вставлены в цилиндр. В установках Д-8 они насаживались на трубу, и труба центрировалась в цилиндре, что значительно конструктивнее.

Специального охладителя газа генератор Д-9 (так же, как и Д-8) не имеет.

Охлаждение газа производится одновременно с очисткой.

5. Газогенераторная установка ГГС

На рис. 5 приведена принципиальная схема газогенераторной установки ГГС.

Проект установки выполнен коллективом работников треста Газогенераторстроя под руководством инж. Введенского в 1935 г. Опытная серия этих генераторов выпущена была заводом «Свет шахтера», и осенью 1935 г. установка участвовала в сравнительных испытаниях газогенераторных тракторов ЧТЗ в НАТИ.

Конструктивные особенности

Процесс газификации — опрокинутый. Применяемое топливо — древесные чурки. Розжиг генератора производится двигателем или самотягой. Форма газогенератора — цилиндрическая; верхний цилиндр (бункер) диаметром 803 мм соединен с нижним цилиндром (газообразователем) диаметром 566 мм посредством приварного конуса. Объем бункера равен 390 л. и вмещает 118 кг березовых чурок. Диаметр загрузочного люка равен 350 мм. Общегоабаритная высота генератора — 1600 мм. Высота цилиндрической части генератора — 1400 мм.

Воздух подводится к воздушному поясу по трем футоркам диаметром по 40 мм и общей площадью 37,7 см². Футорки расположены симметрично (под углом 120°). Слегка нагреваясь в воздушном поясе, воздух поступает в топливник через щель высотой в 3 мм и площадью живого сечения в 30,1 см². Скорость воздуха при его прохождении сквозь щель — 9,3 м/сек.

Камера горения генератора — литая из чугуна. Диаметр и площадь зеркала горения камеры в плоскости подвода воздуха равны: $d=350$ мм; $F=0,0968$ м². Диаметр и площадь наименьшего

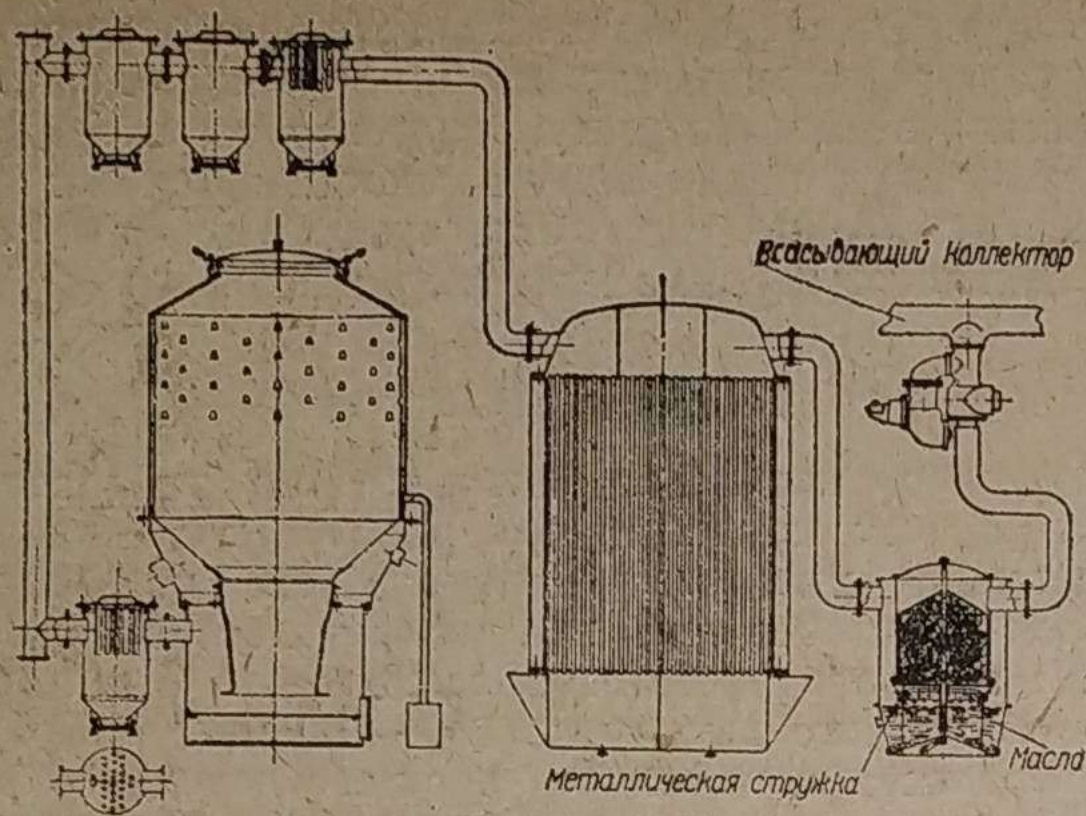


Рис. 5. Схема газогенераторной установки ГГС (Газогенераторстрой)

сечения топливника соответственно равны: $d = 250$ мм; $F = 0,0491$ м². Напряженность горения камеры, отнесенная к плоскости щели при расходе топлива в 40 кг, равна 413 кг/час м². Высота активной зоны генератора — 355—400 мм. Высота плоскости щели от днища генератора — 505 мм.

Генератор ГГС снабжен разборной колосниковой решеткой. Решетка сварная из полосовой стали размером 16×4 и собирается из трех разъемных частей. Ширина щели между колосниками — 8 мм. Высота зольника, считая от колосниковой решетки до днища генератора, — 75 мм. Газ из камеры горения проходит над колосниковой решеткой и отводится из генератора в верхней части газовой коробки, незначительно подогревая топливо в бункере.

Отбор конденсата из генератора производится в верхней части бункера через конденсационный бачок.

Общий вес генератора — 229 кг. Вес всей газогенераторной установки (без крепления) — 468 кг. Генератор прикреплен к трактору с левой стороны (по ходу) между сидением и мотором, крепление осуществляется помощью двух кронштейнов. Расстояние нижней части генератора от гусеницы трактора — 90 мм.

«Грубая» очистка газа производится в четырех последовательно расположенных цилиндрических очистителях диаметром 200 мм и высотой 426 мм. Принцип «трубой» очистки состоит в проходе струи газа между пятью вертикально поставленными рядами лодочек, расположенными в шахматном порядке. Частица пыли, ударяясь в лодочку, меняет свое направление в общем потоке и под влиянием собственного веса падает на дно очистителя. Высота лодочек — 200 мм. В каждом «грубом» очистителе имеются 26 лодочек. Очистители расположены: один сзади генератора и три другие с правой стороны трактора (по ходу) рядом с сидением водителя.

Фильтрация газа (тонкая очистка) производится в фильтре циклонного типа с увлажнением пыли маслом. Окончательная фильтрация газа осуществляется при его проходе через металлический волос, находящийся над уровнем масла. Диаметр фильтра — 400 мм, высота его — 620 мм, фильтр расположен с левой стороны трактора (по ходу) вблизи водяного радиатора.

Охлаждение газа производится в четырехходовом газовом радиаторе, состоящем из 26 трубок

прямоугольного сечения размером $924 \times 110 \times 10$ мм. Крайние секции имеют по 8 трубок с площадью живого сечения для газа в 65 см². Средние секции состоят из пяти трубок с площадью сечения в 50 см². В верхней и нижней частях трубки приварены к коробкам-сборникам газа. Общая поверхность охладителя — 5,3 м². Скорость газа в охладителе при часовом расходе топлива в 40 кг достигает 5,5—7 м/сек. Охладитель расположен впереди водяного радиатора.

6. Газогенераторная установка Автодор-1

На рис. 6 приведена схема газогенераторной установки Автодор 1.

Проект установки выполнен группой инженеров в составе гг. Титова, Полубояринова, Уварова и др. Опытная установка была испытана в 1935 г. Ленинградской лесотехнической академией под руководством проф. Флорова. Летом 1936 г. установка участвовала в сравнительных испытаниях газогенераторных тракторов в НАТИ.

Конструктивные особенности

Процесс газификации — опрокинутый. Применяемое топливо — древесные чурки. Розжиг генератора производится самотягой и двигателем. Форма генератора — цилиндрическая. Верхний цилиндр (бункер) диаметром 878 мм соединен с нижним цилиндром (газообразователем) диаметром 620 мм коническим переходником под углом 45°. Объем бункера равен 431 л и вмещает 130 кг березовых чурок при влажности дров в 15%. Диаметр загрузочного люка — 400 мм. Общегоабаритная высота генератора — 1535 мм. Высота цилиндрической части генератора — 1340 мм.

Воздух подводится к фурмам через фурменный пояс, охватывающий топливник снаружи. Пояс имеет 2 футорки с общей площадью сечения 127 см². В топливник воздух поступает по 12 стальным фурмам, вставленным в генератор на резьбе. Фурмы проходят в топливник сквозь кирпичный слой. Диаметр и площадь сечения фурм соответственно равны $d = 15$ мм; $F = 21,2$ см². Скорость в фурмах при работе трактора на ходовом режиме достигает 13,1 м/сек. В фурменном поясе осуществляется незначительный подогрев воздуха.

Футеровка топливника изготовлена из огнеупорного кирпича, соединенного шамотной глиной. Высота футеровки — 420 мм, минимальная ее

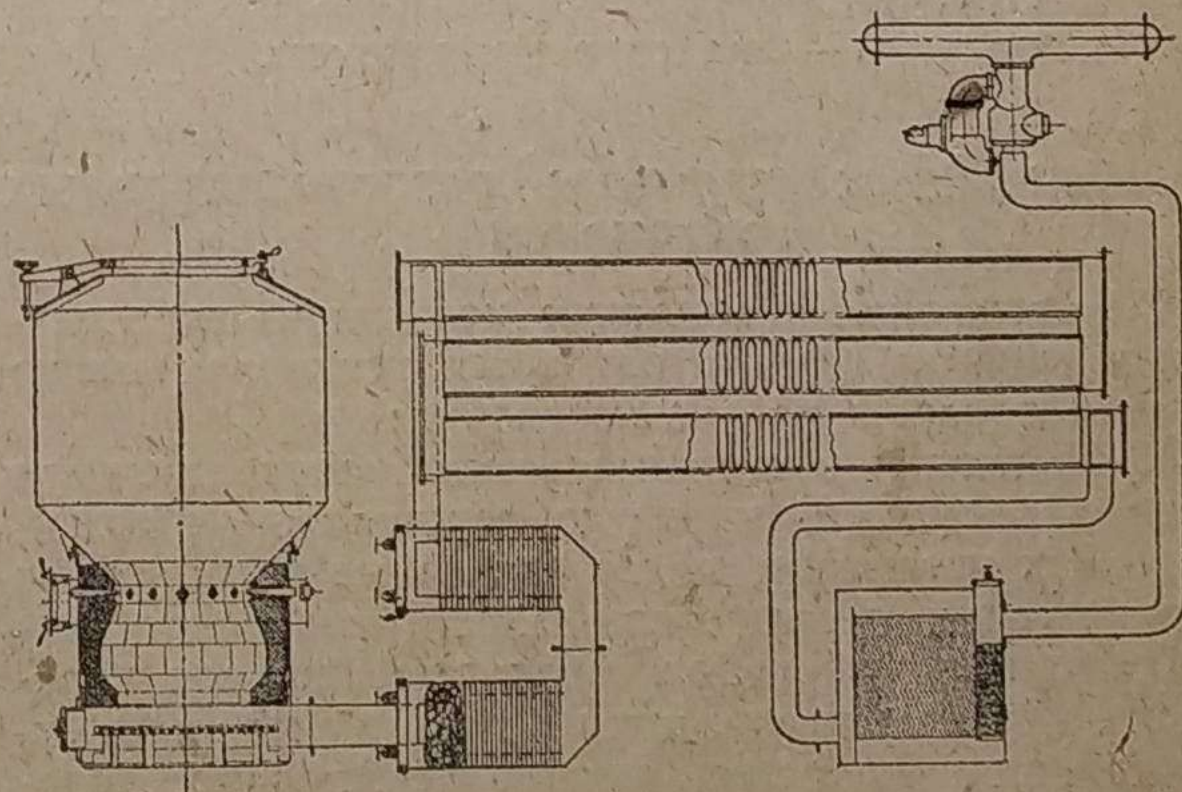


Рис. 6. Схема газогенераторной установки Автодор-1

толщина — 58 мм, вес футеровки — 100 кг. Диаметр и площадь зеркала горения топливника соответственно равны: $d = 400$ мм; $F = 0,1257$ м². Диаметр и площадь наименьшего сечения топливника те же. Напряженность горения топливника, отнесенная к плоскости подвода воздуха, при часовом расходе топлива в 40 кг достигает 318 кг/час м². Высота активной зоны — 360—420 мм. Высота плоскости подвода воздуха от днища генератора — 500 мм.

Генератор снабжен горизонтальной колосниковой решеткой. Решетка сварная из полосового железа размером 20×3 мм и состоит из трех отдельных частей, вкладываемых в круглую рамку. Ширина щели между колосниками — 10 мм. Высота зольника, считая от колосниковой решетки до днища генератора, — 80 мм. Газ из топливника проходит под решеткой и отсасывается из генератора в нижней части газообразователя, совершенно не подогревая топлива в бункере. Отвода конденсата из генератора не производится.

Общий вес генератора — 284 кг. Генератор прикреплен к трактору с левой стороны (по ходу) над звездочкой гусеницы. Расстояние от нижней части генератора до гусеницы — 105 мм.

«Грубая» очистка газа производится в двух ящиках, сваренных из листового железа, с общими размерами $583 \times 180 \times 240$ мм. 1-й ящик заполнен отоженной железной проволокой и 10 рядами лодочек, расположенными в шахматном порядке. 2-й ящик (верхний) аналогичен 1-му, но имеет 12 рядов лодочек. Задержанная пыль в лодочках падает на дно ящика, откуда она при чистке удаляется. Ящики расположены непосредственно за генератором на левом крыле трактора (по ходу) между генератором и охладителем.

Фильтрация газа осуществляется в поверхностном очистителе с гофрированными вертикальными пластинами в количестве 34 шт. высотой 350 мм, шириной 400 мм, отстоящих друг от друга на 10 мм. Вторая тонкая очистка совершается при прохождении газа сквозь массу (подушки) тонкой прожженной проволоки. Комбинированный фильтр тонкой очистки оформлен в виде прямоугольного ящика размером $500 \times 400 \times 500$ мм. Фильтр расположен на правом крыле трактора вдоль сидения.

Охлаждение газа производится в трех батареях, горизонтально расположенных одна над другой. Каждая батарея состоит из семи труб прямоугольного сечения размером $1880 \times 150 \times 20$ мм, сваренных из листового железа. Общая поверхность охладителя — 15 м², скорость газа в нем достигает 1,5 м/сек. Охладитель расположен сзади трактора — над тяговым крюком.

II. ВАЖНЕЙШИЕ ДЕФЕКТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Обнаруженные в процессе испытаний недостатки отдельных газогенераторных установок могут быть разделены на две категории:

1. Дефекты, вызванные недоброкачественным изготовлением и зачастую неряшливой сборкой опытных установок, но не связанные с процессом газификации и существом конструкции того или другого газогенератора. Этих дефектов мы перечислять не будем, так как их проще всего изжить улучшением качества производства газогенераторных машин.

2. Недостатки, являющиеся следствием неправильно выбранного процесса газификации, очистки газа и дефекты, вытекающие из плохой конструкции отдельных узлов газогенератора.

К главнейшим замеченным недостаткам, относящимся ко второй категории, следует отнести по отдельным установкам нижеследующие.

Установка НАТИ Г-13

1. Бункер несколько выходит из габаритов трактора, что неудобно при работе на трелевке. Желательно уменьшить диаметр его на 100—120 мм и, чтобы этим не сократить полезный объем генератора, целесообразно было бы поднять общую его высоту на 100—150 мм.

2. Скорость воздуха в фурмах следовало бы значительно повысить, сократив общее количество фурм с 16 до 8.

Это сказалось бы несколько на увеличении сопротивления системы, но зато розжиг генератора и, самое главное, его динамика значительно повысились бы.

3. Целесообразно удлинить верхний конус камеры горения, чтобы вывести сварной шов приварного конуса из зоны высокой температуры.

4. Приварной конус должен быть изготовлен из материала толщиной в 4 мм во избежание прогара.

5. Крепление колосниковой решетки не вполне надежное. Болты пригорают и их приходится менять.

6. Генератор не имеет высокого подогрева бункера, что является его недостатком.

7. Инерционно-пластинчатые очистители работают неудовлетворительно, так как длина их незначительная и при уносе из генератора лишь только мелкой пыли и сажки (что, вообще говоря, является положительным качеством генератора) они мало их задерживают.

8. Масляный фильтр тонкой очистки газа непригоден для работы в лесных условиях, и в особенности в зимнее время. Чистка его требует много времени, а без чистки он надежно работает лишь 20—25 час.

9. Расположение масляного фильтра с правой стороны трактора (по ходу) в его передней части уменьшает поле зрения тракториста.

10. Нижние консольные выступы коробки газового радиатора уменьшают маневренность трактора при трелевке в лесу.

Установка Вастан ЦНИИМЭ

1. Конструкция генератора усложнена наличием специального подогрева воздуха в виде третьего цилиндра.

2. Крепление футорок с помощью болтов явно неудовлетворительное и ненадежное. Испытания подтвердили, что болты пригорают, и при разборке генератора их приходится высверливать.

3. Унос угольков из генератора чрезмерно большой, повидимому велики скорости выхода газа из генератора.

4. Очистители неимоверно громоздкие, неудовлетворительно расположены на тракторе и ненадежно укреплены. В эксплуатации коробки деформировались, отчего диски трудно вынимались.

5. Удовлетворительно работает лишь грубый очиститель — отстойник — и последний «тонкий»

очиститель; две средние коробки, где проходит горячий газ, работают неудовлетворительно.

6. Конструкция охладителя газа неудовлетворительна. При очистке его приходится снимать с трактора и разбирать, что занимает 5—6 час. при двух рабочих.

7. Крепление генератора и других агрегатов установки тоже неудовлетворительно, в частности, генератор расположен всего на 100 мм выше гусеницы.

8. Вес генератора и всей генераторной установки чрезмерно велик.

9. Общая конструкция установки недоработана.

Установка Л-С

1. Камера горения фиксируется в бункере генератора по трем плоскостям:

а) в плоскости разъема генератора;

б) в плоскости крепления футорки;

в) в плоскости нижних ребер, что осложняет производство и исключает возможность изготовить взаимозаменяемые детали для различных генераторов.

2. Сварную камеру горения целесообразно, заменять цельнолитой.

3. Объем зольника недостаточен: после 12 час. работы зольник переполняется, что способствует уносу мелких углей из генератора.

4. Недостаточно подобраны скорости выхода газа из генератора. В эксплуатационных условиях появлялись частые выстрелы в смесителе вследствие прекращения доступа к нему газа.

5. Вместе с газом из генератора уносятся крупные угольки диаметром до 10 мм, что не должно иметь места в удовлетворительно работающей конструкции.

6. Неэффективно работает в летнее и осеннее время второй «грубый» очиститель (цилиндр с кольцами Рашига), так как поверхностный очиститель непригоден для очистки горячего газа.

7. Фильтры «тонкой» очистки — колонки, заполненные кольцами Рашига, — имеют малое живое сечение для прохода газа, они перегружены и их приходится очищать после 30 час. работы трактора.

8. Колонки-фильтры выступают за габариты водяного радиатора, что неудобно при трелевке.

9. Холодильник газа имеет конструктивные дефекты: он не разборный, чем осложняется его ремонт, секции его часто забиваются угольной пылью и сажой. Наличие в верхней коробке лишь одного центрального люка затрудняет очистку всех секций холодильника.

10. Швеллерные балки рамы крепления генератора изогнуты по полукольцу, чем сильно затрудняется их изготовление.

Установка Д-9

1. Объем бункера для трактора ЧТЗ мал.

2. Конструкция газогенератора (болтовое соединение топливника с газовой коробкой, уплотнение воронки топливника) не обеспечивает надежного уплотнения газовой коробки от засоса воздуха, что приводит к понижению мощности двигателя и к прогарам деталей генератора.

3. Понижение скорости воздуха в щелях топливника создают неустойчивый процесс газификации топлива, что особо заметно при работе трактора на переменном режиме.

4. Недостаточная напряженность камеры горения не гарантирует сгорания смол в генераторе и при длительной работе двигателя на холостом ходу и на малых оборотах она может засмаливаться.

5. Генератор совершенно не имеет подогрева топлива в бункере, что является крупнейшим его недостатком.

6. Чугунный топливник ненадежен в работе.

7. Щели топливника деформируются после 130—150 час. работы (сужаются), этим нарушается процесс газификации топлива.

8. Щеточные очистители постепенно разъедаются от действия газа и кислот, но и без того они недостаточно очищают газ от пыли и сажи.

9. Охлаждение газа недостаточное. Минимальная температура газа перед смесителем при температуре воздуха порядка 10—15° никогда не бывает ниже 45—50°.

Установка ГГС

1. Низки скорости воздуха в щелях топливника, что затрудняет розжиг генератора и ухудшает его динамику при работе на переменном режиме.

2. Полное отсутствие подогрева топлива в бункере делает генератор особо чувствительным к влажности дров и понижает мощность двигателя.

3. Высота зольника недостаточная.

4. Большой унос угольной мелочи из генератора.

5. Чугунный топливник ненадежен в работе.

6. Щелевая подача воздуха в этом генераторе показала, что она имеет те же дефекты, что и в установках Декаленкова.

7. Крепление генератора и расположение агрегатов на тракторе неконструктивное.

8. Лодочные очистители почти не задерживают угольной мелочи. В пространстве под лодочками создаются вихри, и осевшие частицы уносятся с общим потоком газа.

Установка Автодор-1

1. Чрезмерно велик диаметр бункера, что неудобно в производстве и в эксплуатации.

2. Генератор совершенно не имеет подогрева топлива в бункере.

3. Применена массивная шамотная футеровка весом в 100 кг для древесного генератора, хотя в этом нет никакой необходимости.

4. Мал объем зольника.

5. Исключительно большой унос всевозможных отходов из генератора: за 106 час. работы отходы одного лишь зольника составили 105,8 кг.

6. Частое засорение зольника.

7. Частое зависание топлива в бункере в виде свода, что является следствием низкой напряженности процесса газификации и обильного скопления смолы в нижней части бункера.

8. Низки скорости воздуха в фурмах с вытекающими отсюда последствиями.

9. Неудовлетворительно работает лодочный очиститель, полученные результаты не лучше, чем в установке ГГС.

10. Затруднена установка пластин в фильтр и почти невозможно обеспечить их правильное взаимное расположение.

11. Чрезмерно громоздки охладители и неудобно их расположение сзади трактора.

(Окончание следует)

чительной степени зависит усовершенствование дизеля.

Для экспериментальной проверки основных параметров вновь проектируемых двигателей (дизелей и карбюраторных) в НАТИ построен универсальный картер, представляющий собой чугунную отливку, которая своей нижней частью ставится прямо на фундаментную плиту стенда. Картер допускает установку на нем цилиндров с диаметром от 80 до 120 мм как с верхними, так и нижними клапанами. Сменными деталями, изготавливаемыми специально для каждого испытываемого образца, являются: головка с клапанами и камерой, гильза, поршень, шатун и коленчатый вал. Степень сжатия меняется при помощи прокладок под фланцем цилиндра.

Картер снабжен магнето со стробоскопическим указателем момента опережения, одноплунжерным топливным насосом с регулятором, топливным и масляным фильтрами. Предусмотрена также возможность установки нагнетателя.

Применение универсального картера позволит производить глубокое изучение термодинамики и опытное определение всех неподдающихся расчету данных вновь проектируемых двигателей.

В связи с переводом трактора Сталинец-60 на дизельмотор М-17 в НАТИ произведено переоборудование этого дизеля и приспособление его к работе на генераторном газе.

Литраж газогенераторного дизеля МГ-17 увеличен до 15,5 (вместо 13,5 в дизеле М-17) путем увеличения диаметра цилиндра с 145 до 155 мм. Двигатель имеет двойное зажигание от 2 магнето и увеличенный всасывающий клапан. Степень сжатия 8. При испытании на стенде двигатель развивал 65 л. с. при 850 об/мин.

Наряду с перечисленными работами НАТИ велись исследовательские работы по отдельным элементам мотора. Наиболее значительные из этих работ следующие:

- а) Определение технических условий к пусковым агрегатам дизельмотора.
- б) Разработка рациональной системы впрыска.
- в) Исследование рабочего процесса предкамерного двигателя.

Результаты исследования предкамерного процесса были использованы при проектировании в НАТИ ряда дизелей. В отношении дизеля М-17 установлены следующие оптимальные сочетания: объем камеры — 77—78 см³, проходное сечение 44—45 мм². Результаты использованы ЧТЗ при изготовлении дизеля М-17.

Газогенераторы

В начале 1936 г. в связи с поставленной задачей дать в кратчайший срок усовершенствованную газогенераторную установку для перевода грузовика и трактора на твердое топливо, НАТИ вплотную подошел к газогенераторной проблеме и здесь столкнулся с рядом неразрешенных вопросов, связанных с процессом горения, очисткой газа, конструкцией отдельных узлов и деталей газогенератора. Задача была особенно трудна потому, что у НАТИ не было никаких иностранных образцов, с которыми можно было бы сравнить собственные конструкции. Только в дальнейшем НАТИ получил возможность ознакомиться с иностранными образцами и сопоставить с ними те кустарные установки, которые были построены

разными конструкторами. Это сопоставление показало, что, кроме правильного процесса горения, для надежности работы газогенератора необходима специальная техника, которая имеется в иностранных конструкциях и без которой газогенератор останется примитивным и мало пригодным к работе.

В 1936 г. в НАТИ построена усовершенствованная газогенераторная установка Г-14 для грузовика ГАЗ-АА, работающая на дровяных чурках. Экспериментальный образец установки был построен на опытном заводе НАТИ. Детальное описание этого газогенератора дано в № 9 «Автотракторного дела» 1936 г. Испытания этой машины в экспериментальных условиях совместно с импортными машинами показали полную ее пригодность как по экономичности, так и по динамическим свойствам. Эта газогенераторная установка принята в серийное производство на одном из наших машиностроительных заводов.

Построена также установка, работающая на древесном угле. Наряду с испытанием импортных древесноугольных газогенераторных установок и приспособлением их к нашим автомобилям ГАЗ и ЗИС НАТИ разработал и построил оригинальную конструкцию газогенераторов. Они запроектованы на базе выпускаемых для этих автомобилей дровяных газогенераторов путем постановки новых камер горения, изменения подвода воздуха и конструкции очистителя (замена колец Рашига матерчатым фильтром).

Построена также газогенераторная установка для трактора ЧТЗ, переданная в серийное производство. Наряду с этим НАТИ запроектовал новую модель газогенераторной установки 1937 г. с учетом опыта импортных газогенераторов. Так например, введен полный подогрев бункера газогенератора, скорость воздуха в фурмах повышена, введена качающаяся колосниковая решетка и т. д.

Вместе с конструкторскими работами по созданию новых усовершенствованных газогенераторных установок велись работы, связанные с сохранением мощности мотора при переводе его на генераторный газ.

Обогащение генераторного газа путем присадки жидкого топлива в двигатель является одним из наиболее эффективных способов повышения мощности двигателя.

При присадке к газу 8 кг/час бензина, 8 кг/час керосина или 12 кг спирта мощность двигателя ЗИС равна 58 л. с., т. е. теряется только 12% мощности в сравнении с работой на бензине. Для получения 66 л. с. на двигателе ЗИС необходимо осуществить присадку бензина — 12,5 кг/час или спирта 15,7 кг/час.

Пробеговые испытания ЗИС-5 показали, что благодаря применению присадки по принципу экономайзерного устройства, т. е. когда присадка подается лишь после полного открытия дросселя, расход бензина при нормальных скоростях составляет 6,7 кг/100 км при расходе дров в 75 кг/100 км.

В конце 1936 г. НАТИ приступил к монтажу генераторной установки с присадкой жидкого топлива на 5-т грузовике ЯГАЗ. К газу будет применена присадка спирта, которая позволит сохранить полную мощность двигателя.

Увеличение степени сжатия в цилиндре для повышения мощности двигателя привело к ново-

му решению газогенераторной проблемы, а именно к приспособлению к работе на газе не карбюраторного двигателя, а дизеля, имеющего повышенную степень сжатия и высокий к. п. д. В соответствии с современными тенденциями газогенераторостроения за границей в НАТИ переоборудован для работы на генераторном газе дизельмотор М-17. Такая же работа ведется и на дизеле Коджу-НАТИ.

Кроме этих работ велись исследовательские работы по газогенераторам, как например, изучение очистки генераторного газа, освоение новых видов твердого топлива в газогенераторе, влияние подогрева бункера и воздуха, влияние степени сжатия на мощность газового двигателя и др.

Поиски местных суррогатных топлив — заменителей нефтяных продуктов — выдвинули в последнее время новый для автомобиля и трактора вид горючего — газообразное баллонное топливо.

Двигатель на газовом топливе легко запускается при любой температуре, обладает хорошей приемистостью и устойчиво работает на малых оборотах. Антидетонирующие свойства газогенераторных топлив позволяют повышать степень сжатия двигателя, что компенсирует падение мощности, имеющее место при работе на газах низкой калорийности.

В качестве баллонного топлива применяются перманентные газы, как метан, коксовый и светильный газ и сжижаемые газы — бутан, пропан и их смеси. Основным оборудованием автомобиля на газообразном топливе являются баллоны для газа, рассчитанные на рабочее давление в 200 ат.

Для работы на сжатом газе в НАТИ переоборудован грузовик ГАЗ-АА. В качестве топлива применяется светильный газ от московской светильной сети. Баллоны помещены под кузовом, и таким образом полностью сохраняется полезная площадь кузова. Потеря мощности при нормальной степени сжатия составляет 12% (вместо 39 л. с. на бензине двигатель развивает на газе 34,5 л. с.). С новой же головкой и со степенью сжатия 6,3 мощность на газе достигла 42 л. с.

Произведено также оборудование на сжатый газ автобуса ЗИС-8.

Автошасси

В 1936 г. в НАТИ разработан проект тяжелых грузовиков, объект производства для нового завода. Выпускаемый в настоящее время в Союзе 5-т грузовик Ярославского завода сильно устарел и обладает плохой динамикой, так как устанавливаемый на нем двигатель ЗИС-5 развивает только 73 л. с.

Спроектирован также автобус вагонного типа большой вместимости, который по своей комфортабельности и оформлению должен удовлетворять самым строгим требованиям. Двигатель этого автобуса расположен сзади шасси, что дает более компактную конструкцию механизма трансмиссии, представляет возможность понизить пол кузова и более рационально распределить вес по осям.

Число мест в автобусе для сидения — 41. Наибольшая длина — 10 м. Максимальная скорость — 70 км/час.

Для работы в условиях полного бездорожья либо на дорогах, недоступных для нормального автотранспорта в зимнее время, осенью и весной,

НАТИ построил полугусеничные машины на основе стандартных грузовиков ГАЗ-АА и ЗИС-5. Машины, изготовленные на опытном заводе НАТИ, испытаны в разнообразных условиях бездорожья — на побережье Северного Ледовитого океана, в пустыне Кара-Кум — с вполне положительными результатами.

Значительный интерес представляют теоретические исследовательские работы, проведенные в НАТИ по автомобилю.

Наиболее значительные из этих работ следующие:

а) Экспериментальное исследование «шимми» автомобиля.

б) Определение допустимого угла наклона карданов.

в) Исследование устойчивости автомобиля.

г) Испытание тормозов с переменными углами наклона качающихся опор колодок.

Тракторы

В 1937 г. Сталинградский и Харьковский тракторные заводы переходят на производство гусеничных тракторов конструкции НАТИ и СТЗ. Для Челябинского тракторного завода сконструирован дизельмотор М-17 для замены лигроинового мотора.

До перевода на массовое производство эти машины в 1936 г. подвергались длительному испытанию в нормальных эксплуатационных условиях на полевых работах. Тракторы в основном работали на III или II передачах, в зависимости от рельефа местности, засоренности почвы и влажности ее.

Нагрузка составляла в среднем 30—33 л. с. на крюке.

Подытоживая по отрядам выполненную работу и расход нефтепродуктов, получаем нижеследующие средние показатели за весь сезон.

Средняя производительность трактора в переводе на легкую пахоту — 0,81—0,90 га/час при среднем расходе топлива в 17,5—15,6 кг/га.

Опыт эксплуатации этих тракторов показал рентабельность их применения в сельском хозяйстве. Один такой трактор выгодно заменяет 2 колесных трактора СТЗ/ХТЗ, и во многих случаях (на небольших массивах, типичных для большинства МТС, а также на легких работах — дискование, посев, культивация) является более удобным и выгодным, чем тракторы ЧТЗ. Коэффициент полезного действия гусеничного трактора СТЗ-НАТИ 75—78 против 50—55 у колесного трактора СТЗ/ХТЗ.

Трактор ЧТЗ с дизельмотором М-17 испытывался также в Жердевском отряде. Из трех двигателей М-17, бывших в этом отряде, один проработал 1548 час., а другой — 1269 час.

Испытания показали, что дизельный трактор ЧТЗ работоспособен и надежен. Срок работы дизельмотора без ремонта и смены деталей значительно выше, чем у лигроинового мотора. Выявленные в процессе испытания дефекты частично устранены на месте и частично устраняются в настоящее время до поступления дизеля в массовое производство.

В 1936 г. производились также испытания и доводка транспортного трактора Сталинец-2 для перевозки с. х. грузов. Этот трактор построен на базе нормального трактора Сталинец-60 путем

Научно Исследовательский ОТДЕЛ

Инж.-мех. М. Вихерт
НАТИ

Применение светильного газа в качестве топлива для двигателя ГАЗ

Применение светильного газа как топлива в транспортных двигателях внутреннего сгорания с принудительным воспламенением дает в основном следующие преимущества:

1. Возможность работать на более высоких, чем у карбюраторных двигателей, степенях сжатия, что позволит повысить эффективность и экономичность цикла. Возникновения детонации при этом не приходится опасаться, так как рабочий газ обладает антидетонационными свойствами.

2. Возможность работать без интенсивного подогрева всасывающего коллектора, что повысит величину коэффициента наполнения. Кроме того, появляется возможность создания более совершенных форм всасывающего коллектора и получения более равномерного распределения рабочей смеси по цилиндрам.

В задачу испытаний входили регулировка и наладка газовой аппаратуры и проведение сравнительных испытаний двигателя ГАЗ на светильном газе и бензине.

В качестве топлива был применен светильный газ, вырабатываемый Московским газовым заводом. Состав газа, а также основные физико-химические параметры его приводятся ниже:

CO	20%
CH ₄	15,9%
H ₂	27,6%
O ₂	0,6%

Тяжелые углеводороды

C _n H _{2n}	8,6%
CO ₂	5%
N ₂	22,3%
Уд. вес	0,7

Осадки

C ₁₀ H ₈ = 1,8 + 5,0 г/100 м ³
H ₂ O = 1,7 + 2,6 г/100 м ³

Низшая теплотворная способность по данным Газового завода при нормальных атмосферных условиях изменяется от 4100 до 4300 кал/м³.

К ряду газов вида C_nH_{2n} относятся газы пропилен C₃H₆ и бутилен C₄H₈ с низшей теплотворной способностью, соответственно равной 19100 и 24850 кал/м³.

В табл. 1 даны результаты подсчетов калорийности светильного газа для случаев: 1) когда содержание C_nH_{2n} отнесено целиком к пропилену, и 2) когда содержание C_nH_{2n} отнесено к пропилену (50%) и бутилену (50%).

В первом случае калорийность газа получилась равной 4096 кал/м³, во втором — 4344 кал/м³. Дальнейшее увеличение содержания бутилена приведет к повышению калорийности газа (при 100% бутилена H_u = 4590 кал/м³). Сравнивая калорийность, полученную путем подсчета суммарной калорийности рабочих компонентов газа (табл. 1), и калорийность по данным Газового завода, можно сделать следующее предположение, что содержание пропилена в газе C_nH_{2n} колеблется в пределах от 50 до 100%, содержание же бутилена колеблется от 0 до 50%.

Таблица 1

Наименование	Состав газа	H _u кал/м ³ ог-дельн. компон.	H _u кал/м ³ про-пилен 100%	H _u кал/м ³ про-пилен—50%, бутиле—50%
CO	0,200	2 800	560	560
CH ₄	0,159	7 820	1242	1242
H ₂	0,276	2 610	652	652
C ₃ H ₆ (100%)	0,086	19 100	1642	—
C ₃ H ₆ (50%) + C ₄ H ₈ (50%)	—	—	—	1830
Σ H _u	—	—	4096	4344

Газ находился в стальных баллонах емкостью ~ 50 л, максимальное давление в которых при наполнении доходило до 200 ат. Количество газа в баллоне, приведенное к нормальным атмосферным условиям, соответствует 10 м³.

Газ из баллонов высокого давления подводился к двигателю через специальный одноступенчатый редуктор, с помощью которого избыточное давление в газовой магистрали снижалось до давления меньше атмосферного. Подвод газа непосредственно к двигателю из баллона не представляется возможным, так как в момент остановки двигателя будет происходить утечка газа. Кроме того, будет трудно получить достаточно хорошую регулировку газовой смеси при переменном режиме работы двигателя.

На рис. 1 схематически представлен разрез редуктора. Газ высокого давления подводится к запорному клапану 1. Разрежение от газо-воздушного смесителя передается в полость 2 через сверление 3. Верхняя полость 4 над диафрагмой 5 сообщается с атмосферой. Диафрагма 5 состоит из плотной прорезиненной ткани, частично зажатой двумя алюминиевыми тарелками 6 и 7, связанными с направляющим стержнем 8. Разреже-

ние, воздействуя на диафрагму, создает усилие, передаваемое четырехзвенному механизму $ABCDE$. Звено AB , вращаясь около неподвижной точки A , производит открытие обратного клапана 9, нагруженного силами от давления газа и слабой пружиной, возвращающей его в исходное положение. Максимально возможное перемещение четырехзвенного механизма ограничивается штифтом 10. Перемещение клапана определяется регулировочным болтом 11, воздействующим на звено DE . При уменьшении разрежения в полости 2 клапан садится на свое седло, и впуск газа в редуктор прекращается. При давлении в напорной магистрали ниже ~ 45 ат клапан не обеспечивает полной герметичности, и газ к смесителю подводится

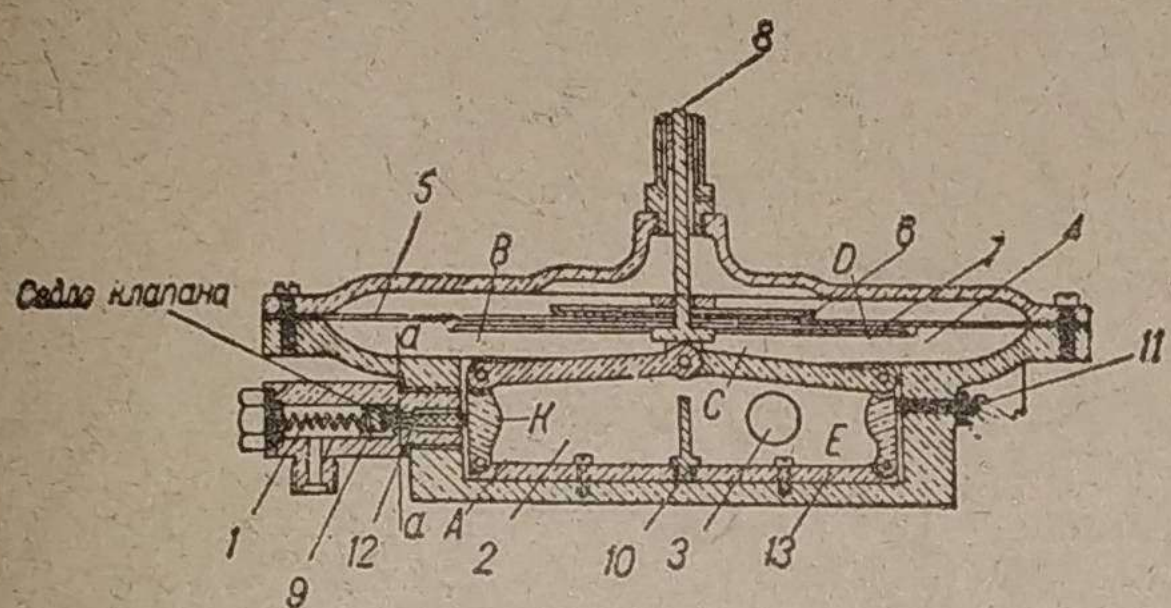


Рис. 1

с некоторым избыточным давлением. Причину этого явления следует искать в несколько большем весе диафрагмы и четырехзвенного механизма при данном соотношении плеч. Плечи рычага AB можно изменять путем подъема пластинки 13, так как при этом точка приложения K перемещается.

Для определения влияния работы редуктора на расход газа и мощность двигателя ниже приводятся специально проведенные испытания. На рис. 2 даны кривые среднего эффективного давления и часового расхода газа в зависимости от высоты положения (верхней плоскости) направляющего стержня 8, полученные при неизменной регулировке смесителя и постоянном числе оборотов $n = 1700$ об/мин. Положение стержня 8 устанавливалось болтом 11. Из кривых видно, что только в первый момент открытия клапана происходит увеличение часового расхода газа и среднего эффективного давления. В этот момент величина проходного сечения для газа определяется перемещением клапана, в дальнейшем проходная площадь не увеличивается и определяется живым сечением $a-a$ канала 12.

Дальнейшее уменьшение перемещения клапана приводило к неравномерной подаче газа и неустойчивой работе двигателя. Таким образом следует отметить, что перемещением клапана практически нельзя регулировать подачу газа.

На рис. 3 представлены кривые часовых расходов газа и разрежений, замеренных после редуктора, в зависимости от числа оборотов. С увеличением разрежения (кривые b) расход газа возрастает. Увеличение разрежения достигалось закрытием воздушной заслонки смесителя. Следовательно, подачу газа через редуктор можно изменять только путем соответствующего изменения разрежения во всасывающей системе (подбор сопел смесителя и т. д.). Кривые рис. 3,

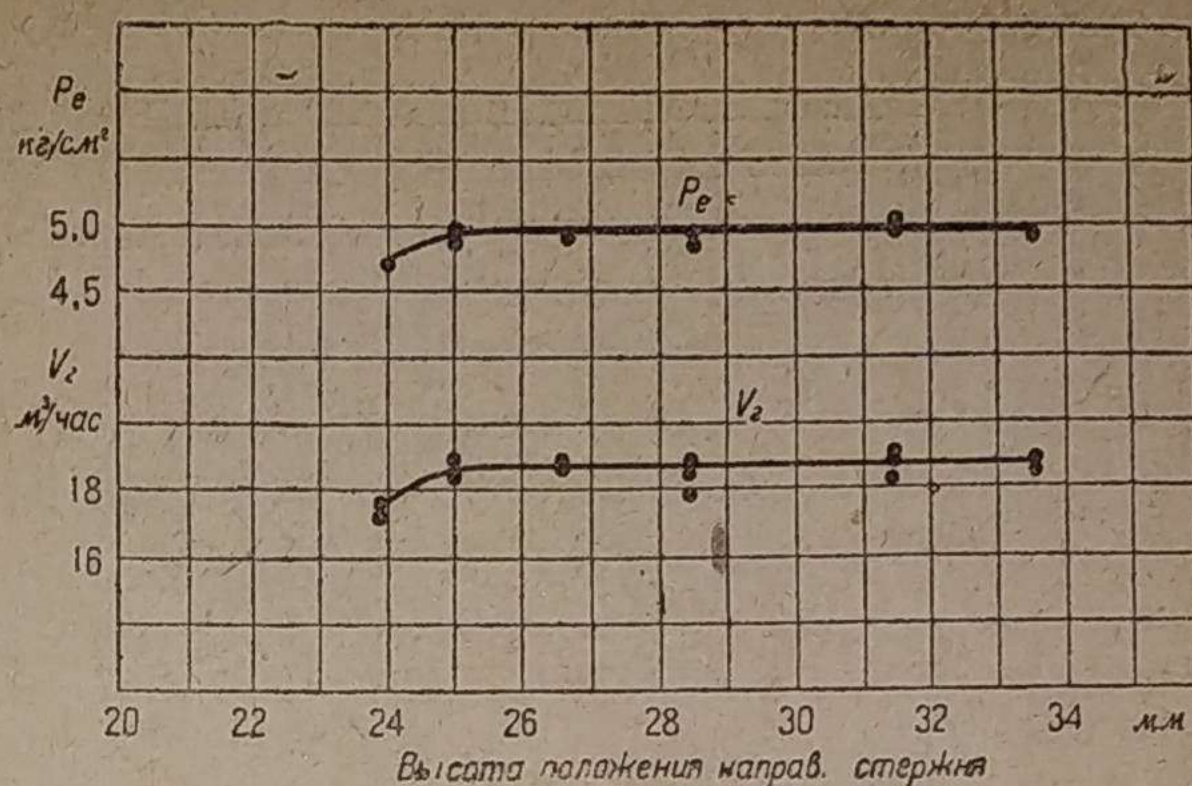


Рис. 2

перестроенные в координаты $V_2 = f(h_p)$, не совпадают. Имеющееся расхождение в пределах 6% можно объяснить или неточностью замеров, или неудовлетворительной работой запорного клапана, или влиянием пульсаций, так как один и тот же расход газа получался при разных оборотах.

Разрез газо-воздушного смесителя дан на рис. 4. Количество газа, подводимого к двигателю, регулируется соплами 1 и запорной иглой 6. При работе на газе с высокой калорийностью внутреннее проходное сечение сопла должно уменьшаться, с понижением калорийности газа проходное сечение следует увеличивать. Воздух поступает в отверстие 2. В канале 3 происходит смешение газа и воздуха. Количественный состав рабочей смеси регулируется как количеством подводимого газа, так и количеством воздуха путем изменения наружного диаметра сопла 1. Однако получение рабочей смеси, дающей максимальную скорость сгорания на всех режимах работы двигателя, а следовательно, максимальную эффективную мощность, подбором соответствующих размеров сопла 1 получить не удалось. Ввиду этого был установлен воздушный дроссель 4, усложняющий несколько регулировку, но обеспечивающий вышеотмеченное положение.

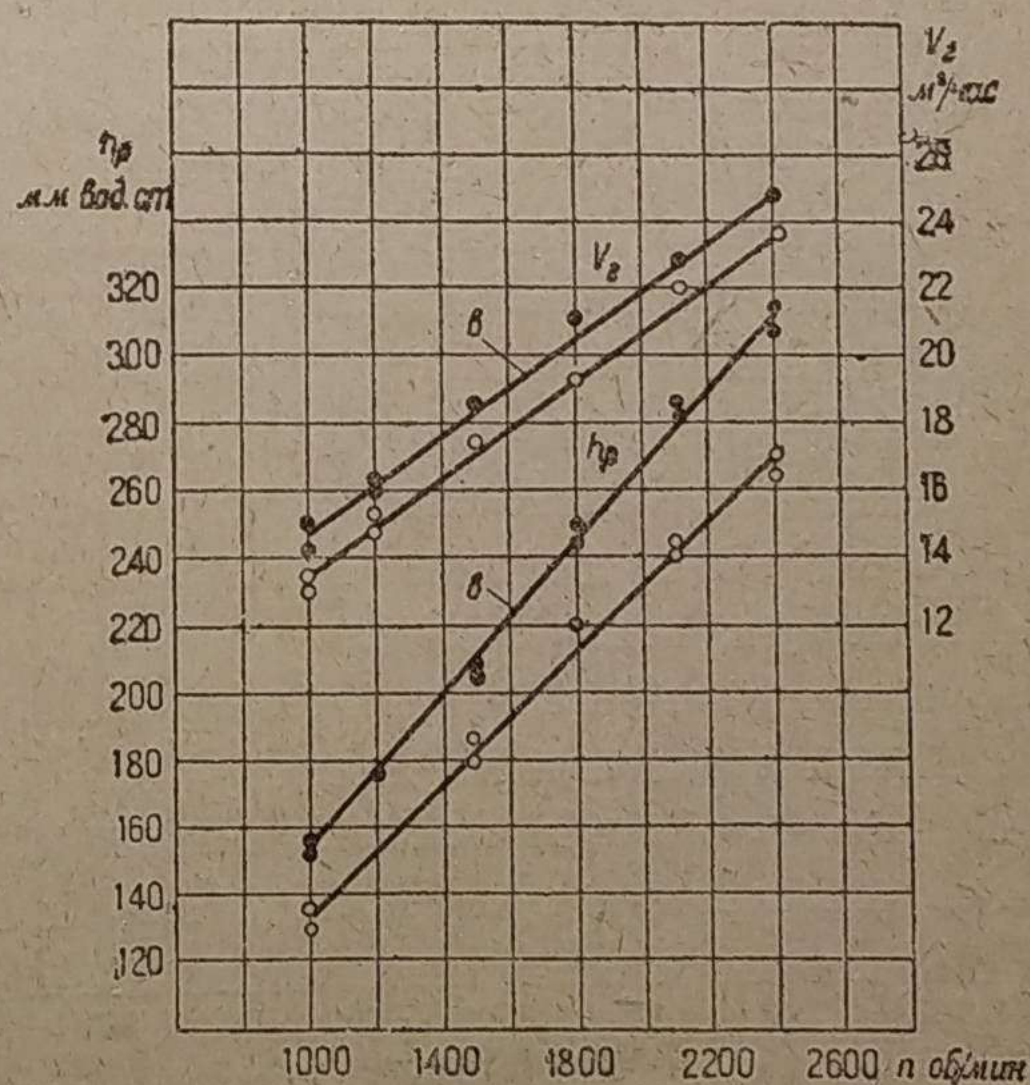


Рис. 3

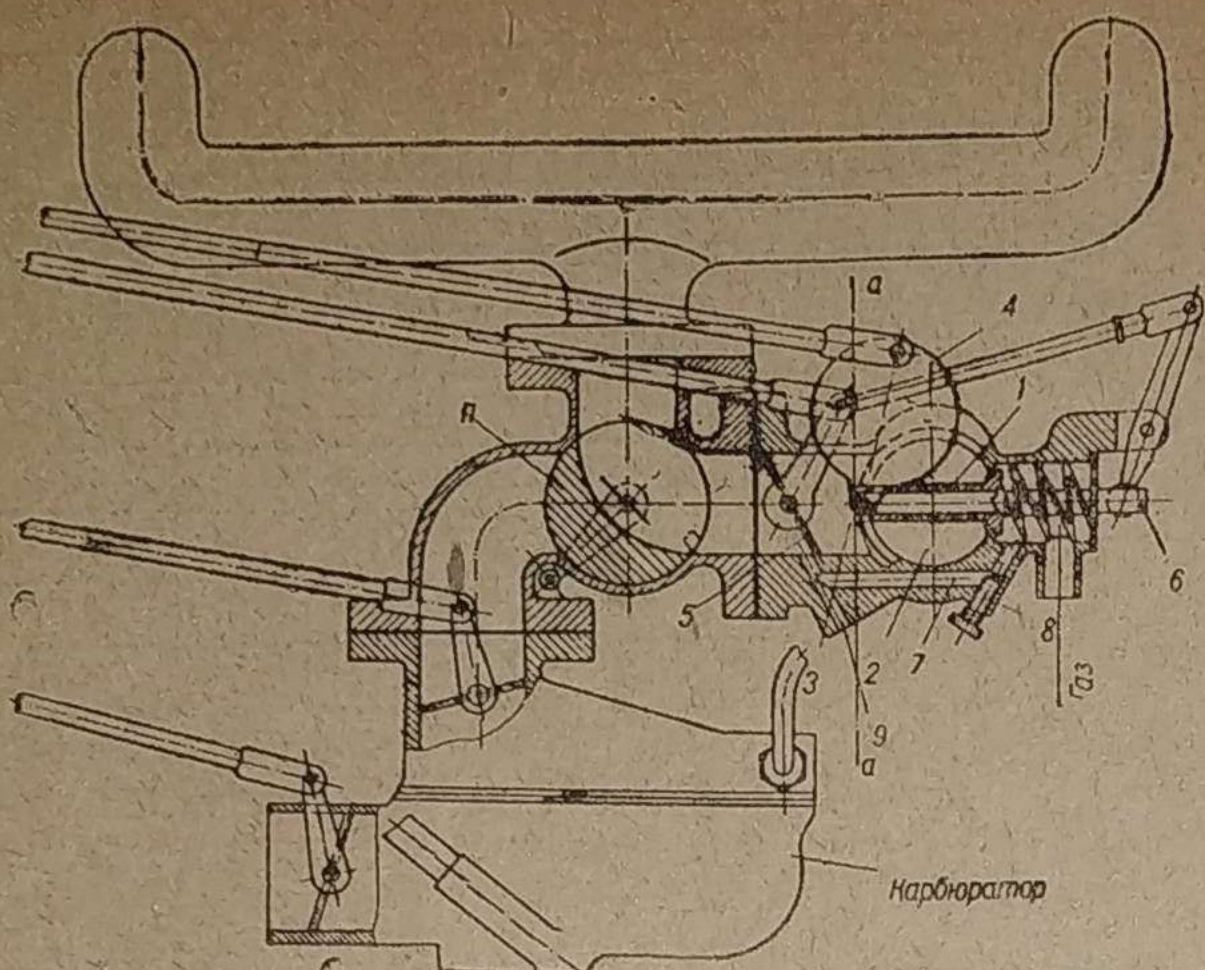


Рис. 4

При пуске и при переходе с холостого хода на работу с некоторой нагрузкой для получения удовлетворительной приемистости оказалось необходимым также прикрывать воздушный дроссель. Дроссельная заслонка 5, регулирующая количество подводимой смеси, связана промежуточными рычагами с запорной иглой 6, преграждающей доступ газа в момент закрытия дросселя. Для обеспечения устойчивой работы двигателя на холостом ходу имеется обводной газовый канал 7 с регулировочной иглой 8. Воздух для холостого хода подводится по каналу 9. При переходе на работу с бензином переключается заслонка 11.

При всех испытаниях температура охлаждающей воды поддерживалась в пределах 70—80° и масла на уровне 60—70°. Угол опережения зажигания подбирался для каждого замера наивыгоднейшим (по максимальной величине крутящего момента на данном скоростном режиме). Вместо стандартного всасывающего коллектора двигателя ГАЗ был установлен коллектор, конструкция которого исключала возможность интенсивного подогрева газо-воздушной смеси. Разрежение

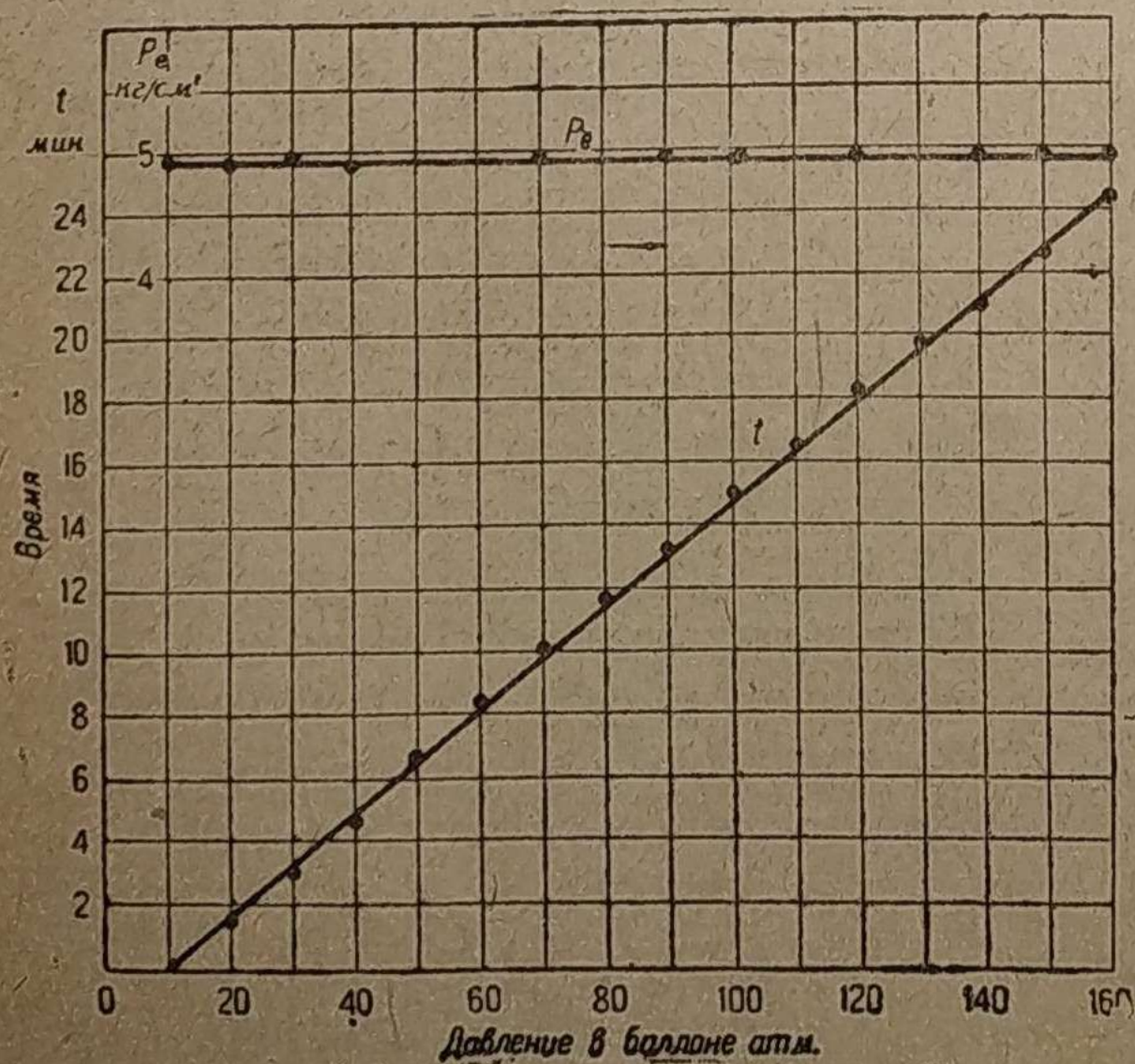


Рис. 5

после редуктора определялось пьезометром. Избыточное давление перед редуктором замерялось манометром.

Расход газа подсчитывался по времени падения стрелки манометра на 10 ат. На рис. 5 приведена кривая времени расхода газа (отдельные замеры соответствуют уменьшению давления в газовом баллоне на 10 ат). При этом величина среднего эффективного давления при $n = 1700$ об/мин практически оставалась постоянной.

Как видно из кривой, расход газа по весу при уменьшении давления в баллоне при различных абсолютных давлениях оставался все время неизменным.

Обозначим физическое состояние газа в баллоне при трех последующих замерах через:

- 1) $p_1, V, G_1, R, T,$
- 2) $p_2, V, G_2, R, T,$
- 3) $p_3, V, G_3, R, T,$

где p — давление газа;
 V — объем баллона;
 G — вес газа в баллоне;
 R — газовая постоянная;
 T — температура газа.

Температура газа принималась постоянной, так как время истечения газа с 200 до 10 ат на данном режиме работы двигателя соответствует ~ 30 мин. (некоторое охлаждение газа вследствие его расширения не учитывалось).

Уравнения Клапейрона для трех состояний газа напишутся:

$$p_1 \cdot V = G_1 \cdot R \cdot T;$$

$$p_2 \cdot V = G_2 \cdot R \cdot T;$$

$$p_3 \cdot V = G_3 \cdot R \cdot T$$

или

$$\frac{p_1}{G_1} = \frac{R \cdot T}{V};$$

$$\frac{p_2}{G_2} = \frac{R \cdot T}{V};$$

$$\frac{p_3}{G_3} = \frac{R \cdot T}{V}.$$

Приравнивая левые части уравнений, имеем что:

$$\frac{p_1}{G_1} = \frac{p_2}{G_2} \quad \text{и} \quad \frac{p_2}{G_2} = \frac{p_3}{G_3}.$$

Находя производные пропорции, получим:

$$\frac{p_1 - p_2}{G_1 - G_2} = \frac{p_2}{G_2};$$

$$\frac{p_2 - p_3}{G_2 - G_3} = \frac{p_3}{G_3}$$

или

$$\frac{p_1 - p_2}{G_1 - G_2} = \frac{p_2 - p_3}{G_2 - G_3},$$

но по условию замеров расхода газа

$$p_1 - p_2 = p_2 - p_3,$$

следовательно, и

$$G_1 - G_2 = G_2 - G_3,$$

на что и указывалось выше.

Уравнение Клапейрона справедливо для идеальных газов, так как оно не учитывает сил взаимного притяжения отдельных частиц и занимае-

мого ими объема. Оба эти фактора сказываются, главным образом, в области высоких давлений. В данном случае при работе с редуктором физические состояния газа (см. кривую рис. 5) в пределах точности замеров определяются уравнением Клапейрона.

Во всех подсчетах принимался только расход газа по объему, приводимого к нормальным атмосферным условиям:

$$V_2 = \frac{\Delta G}{\gamma_0},$$

где ΔG — вес вытекшего газа при падении стрелки манометра на 20 ат;

γ_0 — уд. в. газа при нормальных атмосферных условиях.

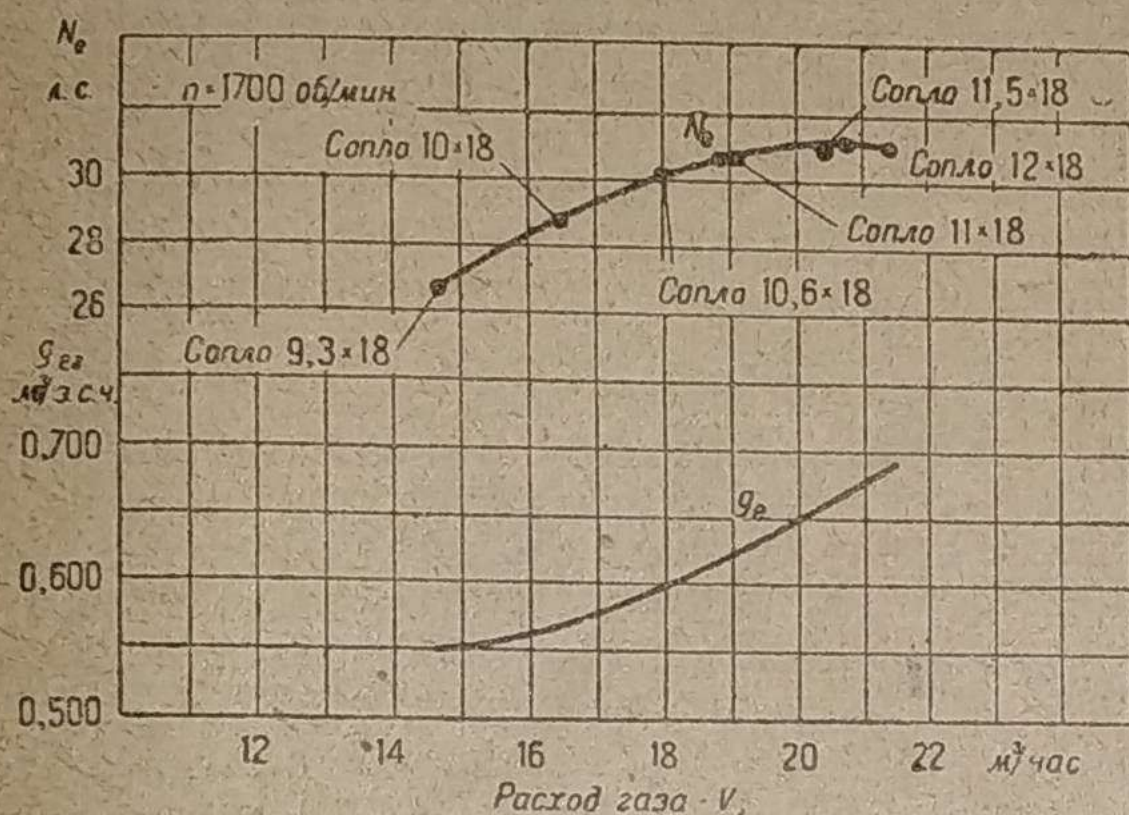


Рис. 6

На рис. 6 представлены регулировочные кривые $N_e = f(V_2)$ и $G_{eg} = f(V_2)$ по подбору газового сопла, снятые при $n = 1700$ об/мин и полном открытии дроссельной заслонки. Воздушный дроссель был при этом полностью открыт. Наружный диаметр сопла оставался постоянным, внутренний менялся от 9,3 до 12 мм.

Для дальнейших экспериментов было выбрано сопло с диаметром, равным 10,6 мм. Потеря мощности (от максимальной) при этом получилась равной ~ 1 л. с. при значительном улучшении экономичности. Кривые мощности часовых V_2 и удельных G_{eg} расходов газа в зависимости от внутреннего диаметра сопла приведены на рис. 7, что облегчает выбор сопла смесителя. Кривые построены по кривым рис. 6.

Характеристики в зависимости от числа оборотов двигателя приводятся на рис. 8. Кривые получены для полностью открытого воздушного дросселя и для прикрытого воздушного дросселя, положение которого определялось максимальным крутящим моментом. Часовой расход газа при этом несколько возрос вследствие больших разрежений после редуктора (рис. 3). Максимальная мощность, достигнутая при работе на сжатом газе с нормальной степенью сжатия $\epsilon = 4,2$, равна 35 л. с.

Дальнейшие испытания на сжатом газе были проведены со степенью сжатия, увеличенной до 6,4. Изменение степени сжатия производилось путем установки новой головки. Результаты испытаний изображены на рис. 9. Максимальная мощность при $n = 2400$ об/мин возросла до 42 л. с. Часовой расход газа при этом оставался тем же,

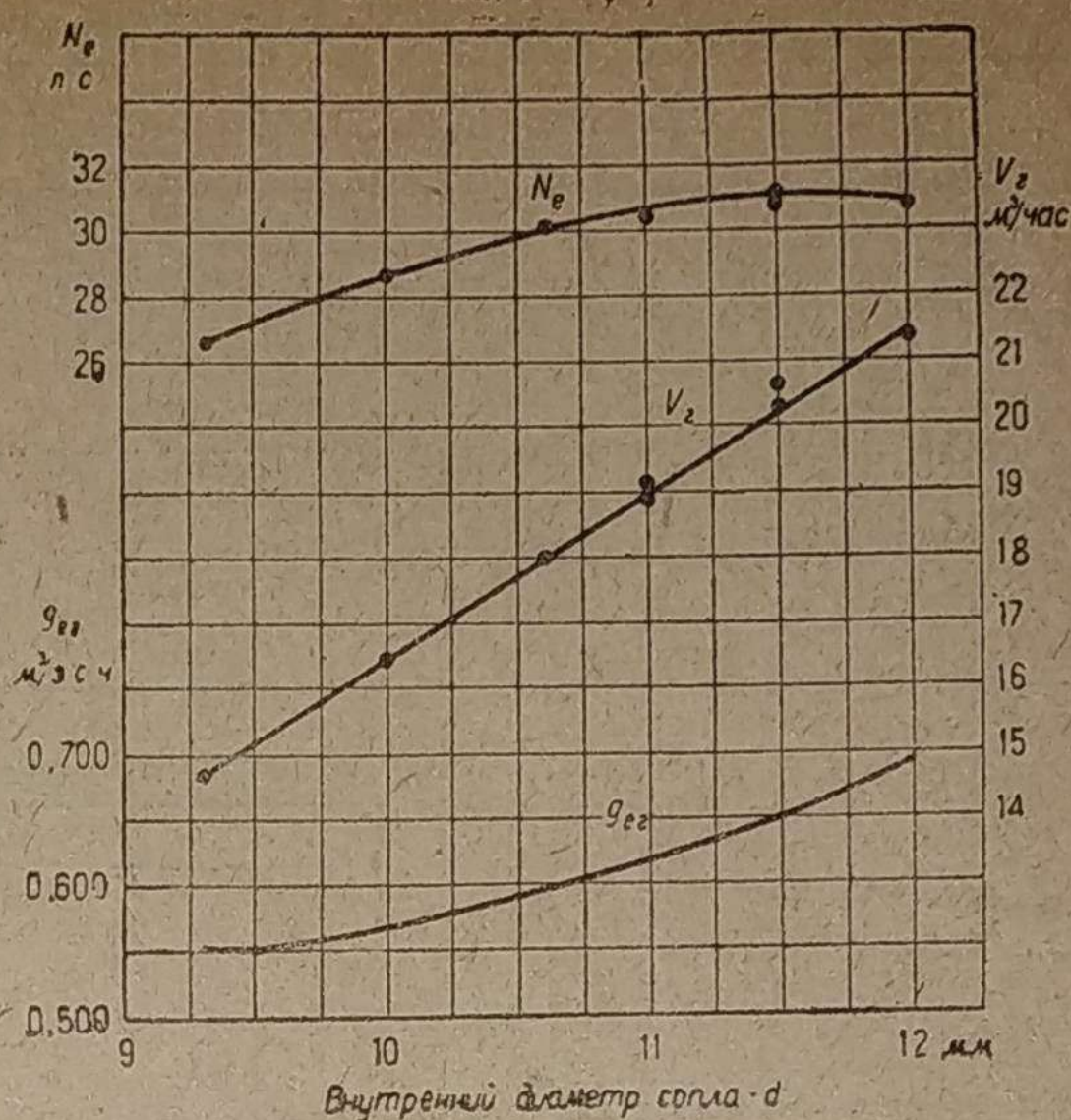


Рис. 7

что и при испытаниях со степенью сжатия 4,2. Работа двигателя при $\epsilon = 6,4$ была более жесткой, однако явлений детонации не наблюдалось.

Для определения коэффициента избытка воздуха был подсчитан расход воздуха. Коэффициент наполнения брался по данным испытания двигателя Форд в НАТИ*. В табл. 2 даны соотношения (по объему) между расходом воздуха V_a и газа V_2 для чисел оборотов от 1000 до 2400 об/мин.

Величина отношения $\frac{V_a}{V_2}$ изменяется в пределах 4,35—5,23.

* См. В. А. Петров, Теория легких двигателей автомобильного типа. Приведенный подсчет дает возможность определить приближенные значения коэффициента избытка воздуха.

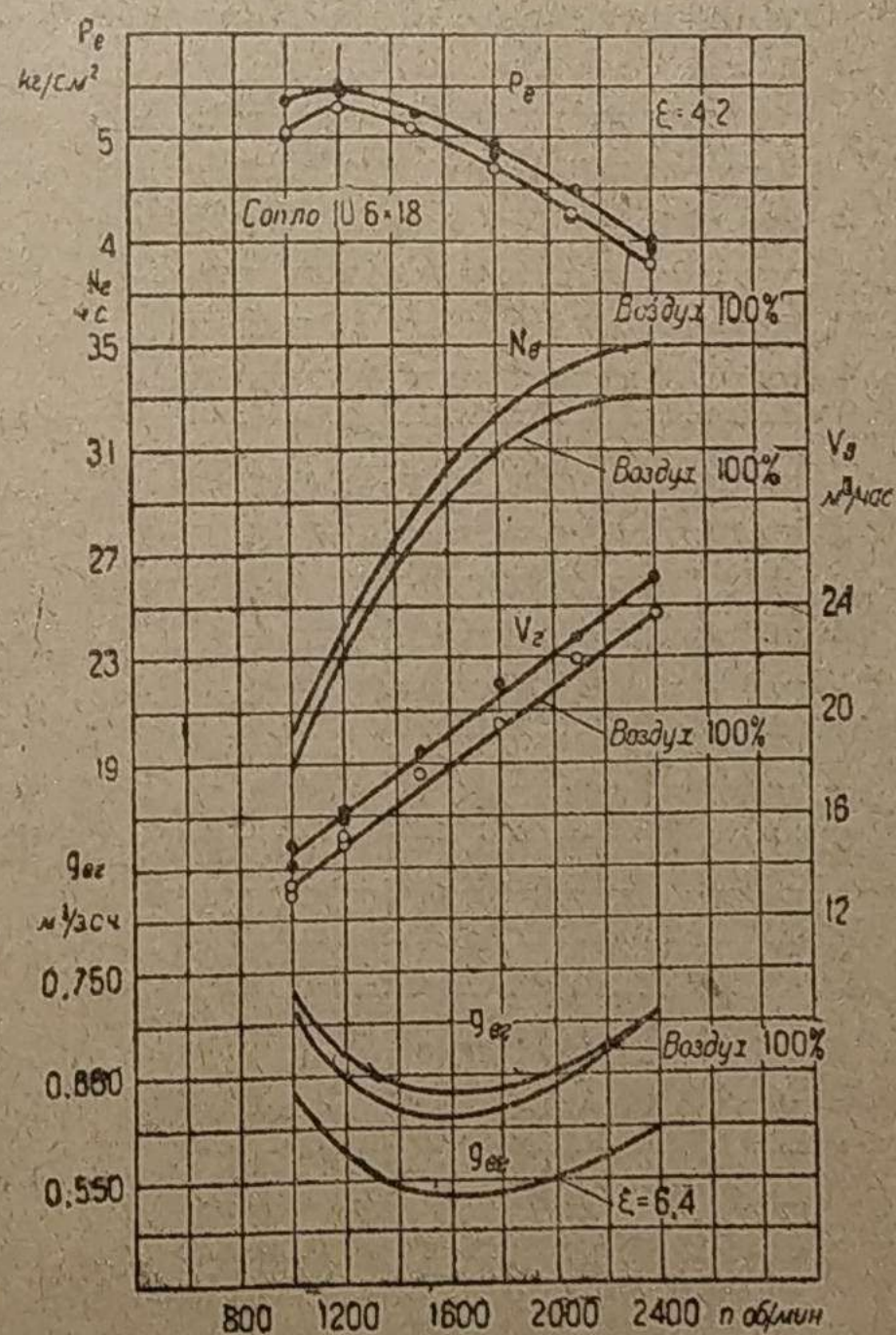


Рис. 8

Таблица 2

n об/мин	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
$\frac{V_e}{V_z}$	4,35	4,69	4,93	5,02	5,19	5,23	5,23	5,11

Теоретически необходимое количество воздуха для отдельных составляющих газа и для 1 м³ газовой смеси данного состава приведено в табл. 3.

Таблица 3

Наименование	Состав газа	Теоретич. необ-ходим. количество воздуха м ³ /м ³	Теоретич. необходим. количество воздуха		
			L		м ³ /м ³
			пропилен 100%	пропилен 50%, бутилен 50%	бутилен 100%
СО	0,200	2,38	0,476	0,476	0,476
СН ₄	0,159	9,52	1,520	1,520	1,520
Н ₂	0,276	2,38	0,656	0,656	0,656
О ₂	0,006	—	—0,029	—0,029	—0,029
Пропилен 100%	0,086	21,4	1,820	—	—
Пропилен—50%, бутилен—50%	0,086	25,0	—	2,150	—
Бутилен 100%	0,036	28,6	—	—	2,450
Н ₂	0,050	—	—	—	—
СО ₂	0,223	—	—	—	—
ΣL_0 м ³ /м ³	—	—	4,443	4,773	5,083

Так как точный состав тяжелых углеводородов ряда C_nH_{2n} неизвестен, теоретически необходимое количество воздуха подсчитано для трех вариантов: в первом все количество C_nH_{2n} отнесено к пропилену, во втором — к 50% пропилену и к 50% бутилену и в третьем — целиком к бутилену. Соответствующие значения для коэффициента избытка

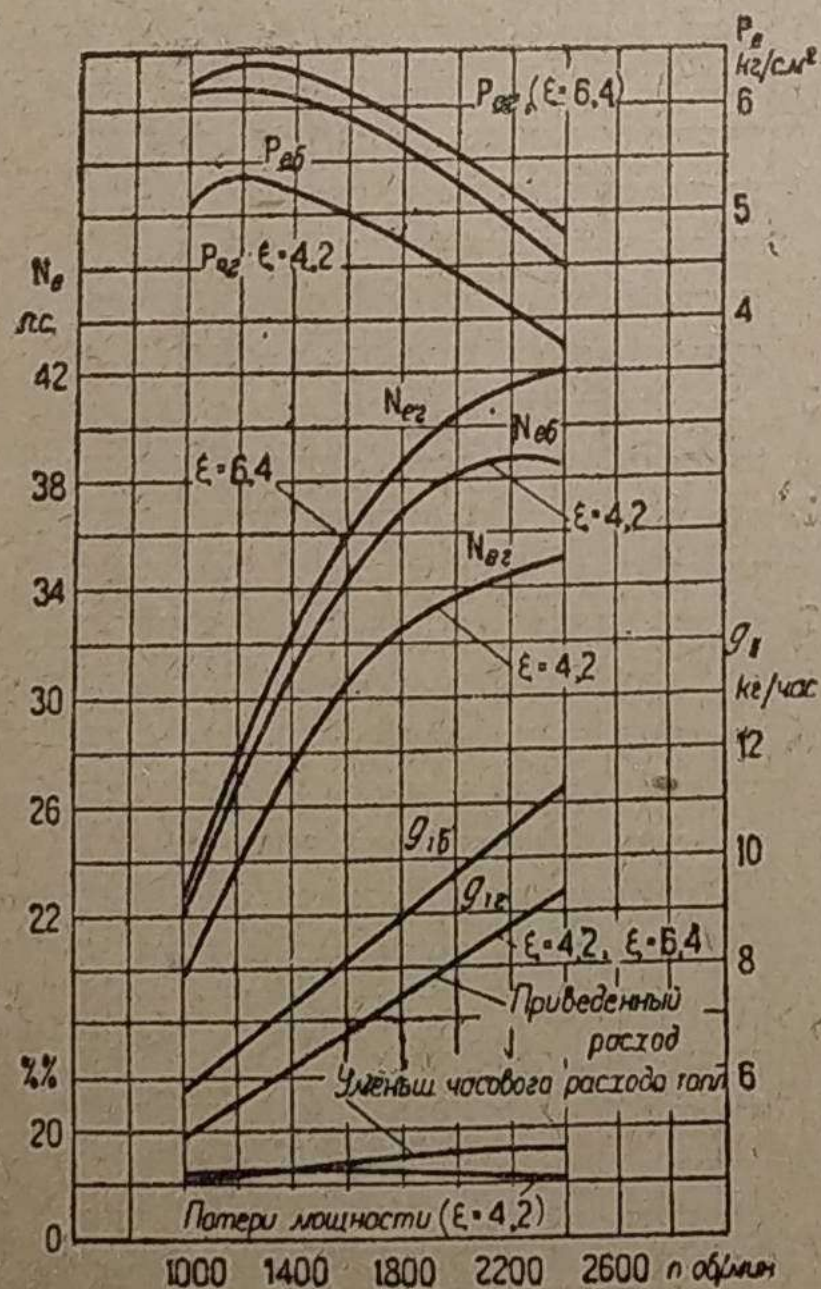


Рис. 9

воздуха представлены в табл. 4 и на рис. 10. Кривые $\alpha = f(n)$ изменяются в значительных пределах, что следует отнести за счет переменности гидравлических коэффициентов, характеризующих процессы истечения в газовом сопле и в воздушном канале.

Таблица 4

n об/мин	1000	1200	1400	1600	1900	2000	2200	2400
α_n	0,98	1,06	1,11	1,13	1,17	1,18	1,17	1,15
α_{nb}	0,91	0,98	1,03	1,05	1,08	1,09	1,09	1,07
α_b	0,86	0,93	0,97	0,99	0,02	1,03	1,03	1,03

Для сравнения показателей, полученных при работе на светильном газе, с бензиновыми были проведены испытания на бензине со степенью сжатия $\epsilon = 4,2$. Сравнительные регулировочные кривые $N_e = f(\alpha)$ и $G_e = f(\alpha)$ приведены на рис. 11. Расход газа переводился в эквивалентный по калорийности расход бензина, при этом калорийность газа принималась равной 4300 кал/м³ и калорийность бензина — 10 400 кал/кг.

Вследствие того что воздушный дроссель в этих испытаниях был полностью открыт, значения для α получились несколько завышенными для выбранной регулировки ($\alpha = 1,21$). При установке воздушного дросселя по максимальному крутящему моменту коэффициент избытка воздуха при том же газовом сопле понизился до 1,09. Максимальная мощность, как видно из рис. 11, соответствует коэффициенту избытка $\alpha = 0,98-1,05$; наилучшая экономичность была получена при $\alpha = 1,53$ и равна 225 гр/э. с. ч. При увеличении α свыше 1,50 наблюдалась неустойчивая работа двигателя.

Кривая удельных расходов для газа $G_{eg} = f(\alpha)$ получилась как бы естественным продолжением кривой $G_{eb} = f(\alpha)$ для бензина. Уменьшение мощности при работе на газе следует объяснить меньшим теплосодержанием рабочей смеси (716 кал/м³ для газа и 830 кал/м³ для бензина), что подтверждается также индикаторными расходами для газа и бензина (рис. 12, 13) при тех коэффициентах избытка воздуха, при которых производились испытания.

На рис. 12 и 13 даны кривые индикаторных расходов при работе на бензине и на сжатом газе в зависимости от числа оборотов и от нагрузки. Для подсчета среднего индикаторного давления

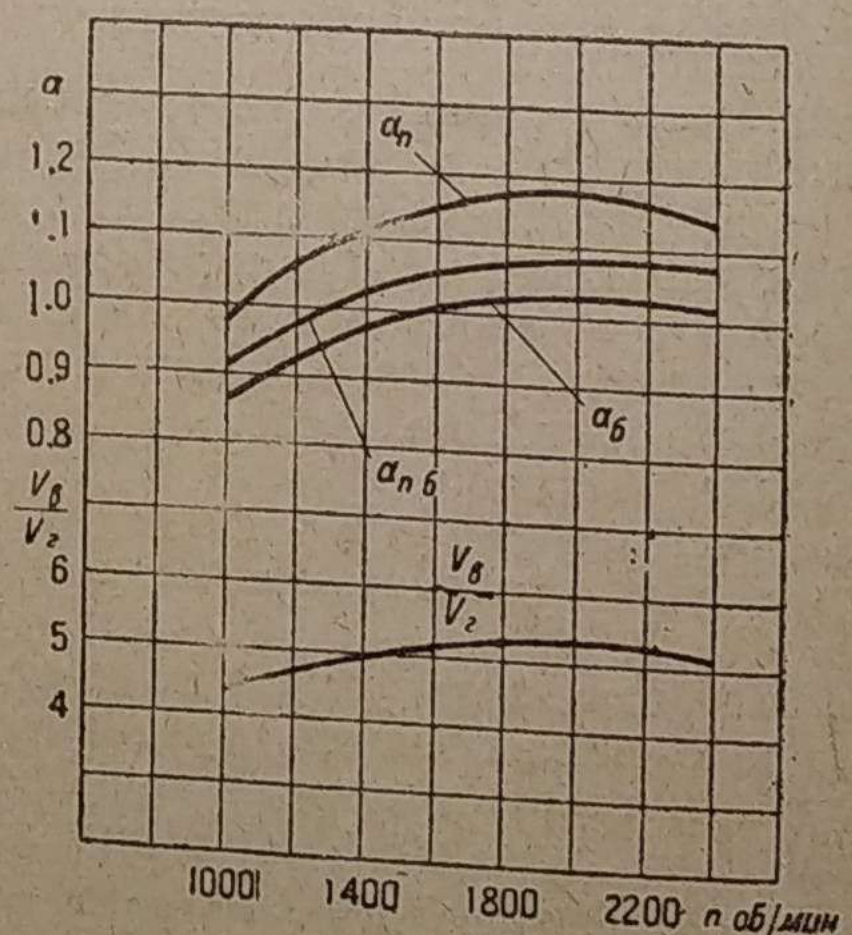


Рис. 10

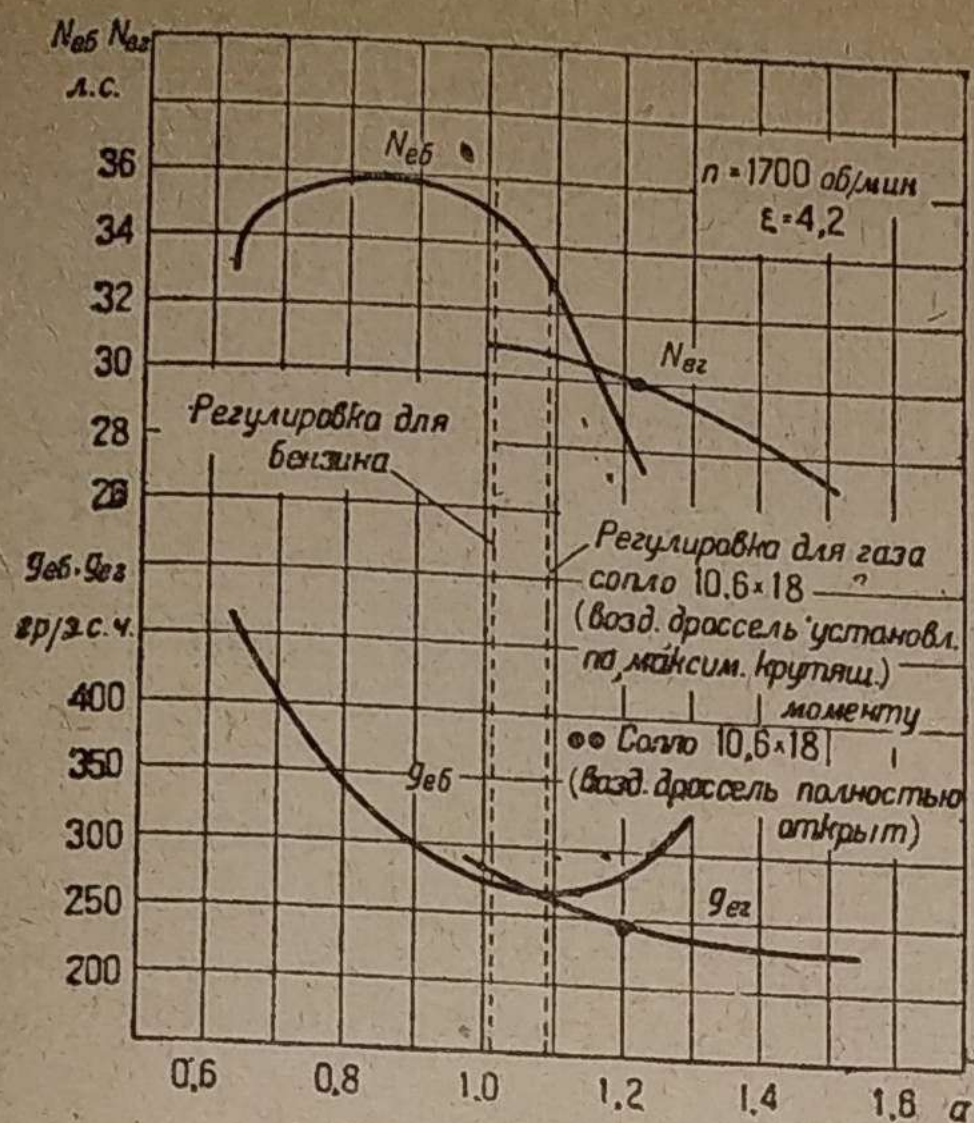


Рис. 11

среднее давление трения и гидравлических потерь определялось по формуле²:

$$p_T = 0,35 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot n.$$

На рис. 9 представлены сравнительные кривые испытаний на сжатом газе и на бензине в зависимости от числа оборотов. Потеря мощности при работе на сжатом газе при степени сжатия $\epsilon = 4,2$ составляет около 12%. С увеличением степени сжатия до 6,4 мощность при работе на газе превысила соответствующую мощность на бензине.

Заклучение

Проведенные испытания позволяют сделать следующее заключение:

1. Двигатель ГАЗ при работе на московском городском газе на всем диапазоне числа оборотов работает устойчиво; в отношении пусковых качеств и приемистости (при перемене режима работы) двигатель не уступает соответствующим показателям бензинового двигателя.

2. Падение мощности при работе на газе ($\epsilon = 4,2$) выражается ~12% (по сравнению с мощностью, полученной на бензине).

Максимальная мощность, достигнутая при работе на светильном газе при степени сжатия $\epsilon = 4,2$, равна 35 л. с. С увеличением степени сжа-

² В. А. Петров, Теория легких двигателей автомобильного типа, стр. 121.

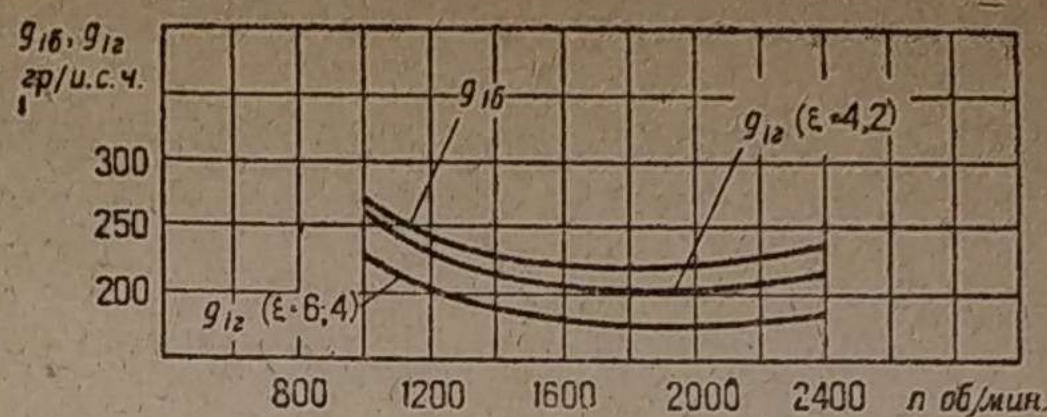


Рис. 12

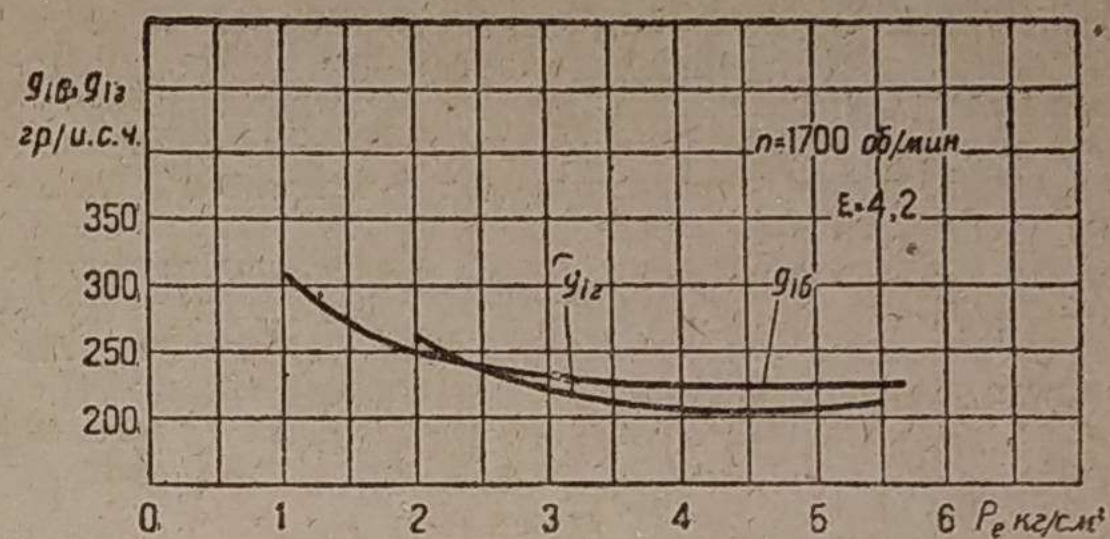


Рис. 13

тия до 6,4 мощность возросла до 42 л. с. Полученная мощность (42 л. с.) не является предельной, и в случае повышения степени сжатия (свыше 6,4) следует ожидать дальнейшего увеличения мощности. Необходимо отметить, что увеличение мощности сопровождалось улучшением экономичности, так как часовой расход газа оставался неизменным. Восстановления номинальной мощности двигателя (40 л. с.) можно ожидать при степени сжатия, равной 5,6—5,8.

3. Падение мощности при работе на светильном газе объясняется меньшим теплосодержанием рабочей смеси (716 против 830 кал/м³ для бензиновой смеси) при тех коэффициентах избытка воздуха, при которых производились испытания.

4. При подаче газа в редуктор перед запорным клапаном последнего желательно устанавливать газовый фильтр, так как имеющиеся механические примеси в газе, попадая под седло клапана, нарушают нормальную работу редуктора, и газ в смеситель начинает поступать под некоторым избыточным давлением.

5. При больших отборах газа из баллона происходило резкое охлаждение напорной магистрали вследствие расширения газа и наблюдалось пристывание клапана к седлу и прекращение подачи газа к смесителю. Во избежание этого клапан редуктора желательно обогревать (например, устанавливать в непосредственной близости от выхлопного коллектора).

чина (расстояние между точками нажатия тормозного кулака на колодки), зависящая от угла поворота кулака и хода тормозного рычага, одновременно со снятием показаний динамометра, включенного в тягу, замерялся ход тормозного рычага, по которому обычным способом подсчитывалось плечо a (по длине тормозного рычага и размерам кулака).

Цифровые данные, необходимые для подсчетов по уравнению (10) для троллейбуса типа ЛК-4 (задний мост и тормоза автомобиля Бюссинг 5 т), брались следующими:

Радиус тормозного барабана $R_0 = 0,25$ м
 Угол охвата колодок $\beta = 25^\circ$
 Длина рычага тормозного кулака $l = 0,225$ м
 Вес, приходящийся на заднее колесо (с учетом разгрузки при торможении) $G_k = 2350$ кг
 Радиус колеса (для баллонов 40"×8)
 Величины Q и a получались из опытов $r_k = 0,5$ м

Колодки обшиты обычной плетенкой, употребляемой для обшивки тормозов.

Подставляя все перечисленные величины в уравнение (10), получим следующее простое выражение для определения отношения $\frac{\varphi}{\mu}$:

$$\frac{\varphi}{\mu} = 0,00025 \frac{Q}{a}. \quad (11)$$

В табл. 1, помимо показаний динамометров, заносились еще следующие данные.

Графы 3 и 4 характеризовали состояние тормозов до испытания и дороге.

Графы 5 и 6 — показания динамометра, действующего на рычаг 1 и динамометра, включенного в тормозную тягу.

Графа 7 содержит действительное передаточное число тормозной системы, полученной по отношению показаний динамометров.

Графа 8 — усилие на тяге при испытании на ходу без нагрузки (показания второго динамометра).

Графа 9 — подсчитанное аналитически усилие на тяге, необходимое для скольжения колеса при груженом троллейбусе.

Графа 10 — замеренный при испытании ход тормозного рычага.

Графы 11 и 12 — подсчитанные аналитически угол поворота тормозного кулака и плечо приложения сил на кулаке.

Графа 13 — отношение $\frac{\varphi}{\mu}$, подсчитанное по уравнению (11).

Графа 14 — значение μ при наивыгоднейшем φ .

Опыт с каждым из 9 троллейбусов производился 5–6 раз, и в таблицу заносились средние результаты.

Анализируя данные таблицы, приходим к заключению, что даже при несколько заниженном весе на заднее колесо G_k и (возможно) завышенном значении коэффициента сцепления $\varphi = 0,65$ коэффициент трения μ который нужно принимать при расчетах, колебался в пределах $\mu = 0,139 \div 0,2$ при средней (из девяти опытов) величине в 0,178. Сопоставляя эти цифры с данными, рекомендуемыми в литературе ($\mu = 0,3 \div 0,4$), видим, что практические величины как средних, так и крайних значений μ вдвое меньше теоретических.

Конечно, судить окончательно об истинной величине, учитывающей все потери и неточности установки для всевозможных конструкций и размеров колодочных тормозов, еще нельзя, но во всяком случае для тормозов троллейбуса типа ЛК-4 опытные данные будут значительно правильнее теоретических.

Конструкторский

ОТДЕЛ

Инж. Л. Гибер

Исследования газогенераторов для тракторов ЧТЗ

(Окончание)

Выводы и предложения по конструкции газогенераторной установки для тракторов ЧТЗ

Проведенные испытания и отмеченные дефекты старых установок дают основания к выводам и мотивированным предложениям по конструктивным формам, процессу газификации, системе очистки и охлаждению газа новой улучшенной установки для тракторов ЧТЗ.

Габаритные размеры газогенератора. Общую высоту газогенератора следует выбрать равной 1700—1750 мм. Диаметр внешнего цилиндра бункера не больше 750 мм, и диаметр газовой коробки в пределах 600 мм. Указанные габаритные размеры дадут возможность загрузить в бункер около 110 кг березовых чурок, что даже в зимних условиях хватит на 2—2½ часа работы трактора при одной загрузке.

Большие габаритные размеры установки меньше

гармонируют с шасси трактора ЧТЗ и усложняют производство газогенератора. Меньшие габаритные размеры установки ведут к значительному сокращению полезного объема бункера, что совершенно недопустимо.

С этой точки зрения в установках Автодор 1, ГГС и Г-13 чрезмерно велики диаметры верхней части бункера. Это вызывает необходимость прибегнуть к высоким коническим переходникам, что не только усложняет производство, но и неудобно в эксплуатации, так как в конусах чаще всего образуются прогары, и к ним прилипают чурки, что ведет к зависанию топлива в бункере. Генератор Вастан имеет слишком большую высоту и его трудно прочно укреплять к трактору. Генераторы Д-8 и Д-9, имеющие наименьшие габаритные размеры, достигают этого за счет слишком малого объема бункера.

Наиболее желательные размеры загрузочного люка генератора диаметром 350—360 мм. С увели-

чением размера люка его труднее открывать и уплотнять. К тому же, как показала практика эксплуатации, большие размеры люка (Автодор 1) никаких преимуществ при загрузке топлива не дают. Особое внимание следует обратить на зажимы загрузочного люка, так как его ежедневно приходится много раз открывать и закрывать. Наиболее удобные зажимы в установках Л-С и Г-13.

Система подвода воздуха к генератору. Щелевая подача воздуха (установки Д-8, Д-9 и ГГС) не обеспечивает устойчивый процесс газификации топлива, главным образом, ввиду деформации щелей — от нее следует отказаться.

При выборе фурменной подачи воздуха бесспорно следует учесть опыт работы установки Вастан, имеющей только 8 фурм диаметром 12 мм общей площадью 9,05 см² и показавшей наилучшие результаты по устойчивости процесса газификации, по работе на малых оборотах и по скорости розжига генератора и перевода его на газ. Эти ценные качества процесса установки Вастан могут быть объяснены только наличием высоких скоростей воздуха в фурмах примерно в 2—3 раза больше, чем в других испытанных установках.

Что же касается подогрева воздуха установки Вастан, то, невзирая на то, что опыты, проведенные в НАТИ, показали, что за счет этого фактора имеет место повышение мощности двигателя на 2—3%, все же подобное устройство (3-стеночный генератор) вносит большие осложнения и понижает долговечность и надежность конструкции, а потому не следует прибегать к специальному подогреву воздуха.

Воздух следует подводить к воздушному поясу камеры горения по двум футеркам, что, с одной стороны, как показали опыты на Монетной базе при испытании установки Г-13, способствует более равномерному поступлению воздуха ко всем фурмам топливника, а с другой стороны, дает возможность лучше центрировать и укреплять камеру и внутренний цилиндр генератора. Площадь футерок должна быть в 2—2½ раза больше площади фурм.

Камера горения (топливник). Лучшие результаты при всех испытаниях показала камера горения установки Г-13. Ее основные размеры приведены на рис. 7.

Напряженность горения порядка 600 кг/м²/час на ходовом режиме работы трактора обеспечивает сгорание смол в генераторе даже при работе на сосновых чурках, на дровах влажностью до 25—30% и при длительной работе на холостом ходу.

Особо следует отметить, что камера генератора Г-13 цельнолитая из обыкновенной углеродистой стали и, будучи покрыта тонким слоем алюминия, сна уже проработала больше 900 час., так что нет необходимости применять для камеры дорогостоящую хромоникелевую сталь.

Лучше крепление футерок к камере — резьбовое соединение с крупным шагом в 2 мм (3-я мелкая по ОСТ) с использованием графитовой смазки при заворачивании футерок.

Верхний конус камеры горения следует запроектировать более высоким, чем у Г-13, чтобы вывести сварочный шов из зоны высоких температур.

Высота активной зоны. Практика показывает, что высота активной зоны (зоны горения и восстановления) в 300—320 мм может считаться достаточной для газогенераторной установки типа ЧТЗ. Увеличенная высота активной

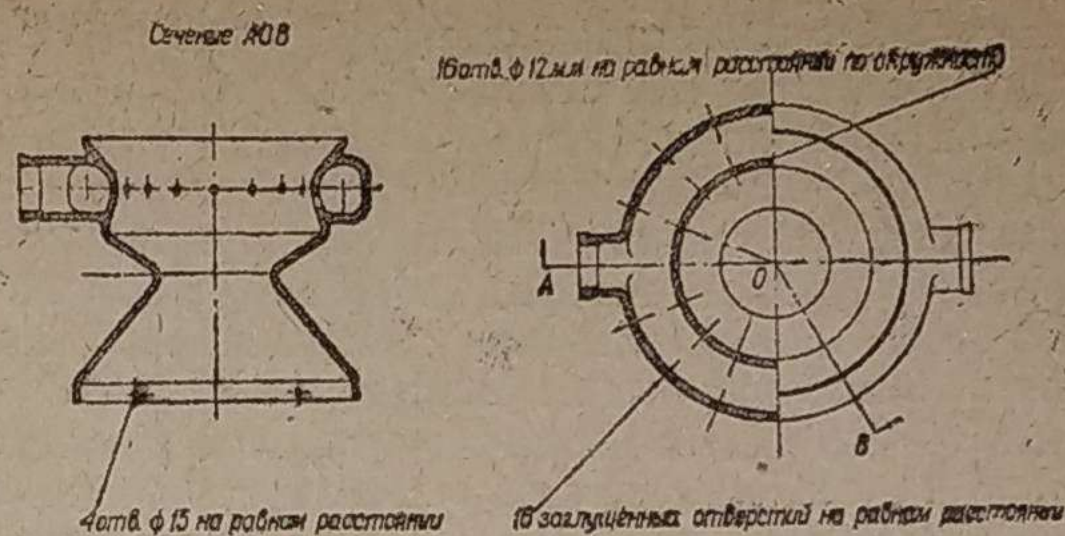


Рис. 7. Камера горения Г-13

зоны до 400—420 мм в установке ГГС и Автодор 1 не дала особого преимущества в работе, сокращая в то же время полезный объем бункера.

С другой стороны, не следует рекомендовать более низкие размеры активной зоны, так как с применением более влажного топлива и более мягких пород древесины (сосна, ель) желательно, повидимому, иметь более высокие размеры активной зоны, как это имеет место в генераторах типа Брандт, где внутри генератора имеется высокий цилиндр, заполненный древесным углем, составляющий продолжение общей активной зоны.

Колосниковая решетка. Из шести испытанных газогенераторных установок на тракторах ЧТЗ пять были снабжены колосниковыми решетками. Только установка «Л-С» по примеру газогенераторов типа Верлие и Имберт не имела решетки.

Опыт проведенных испытаний показал, что с точки зрения возможности длительной работы без шуровки и очистки зольника, генераторы с решеткой и без нее равноценны: те и другие могут работать 15—20 час. без очистки зольника. Газогенераторы, снабженные решеткой, имеют однако же колоссальное преимущество, заключающееся в том, что наличие решетки облегчает очистку зольника.

По этим мотивам лучшим типом следует признать так называемую «горячую» колосниковую решетку газогенератора «Г-13», сквозь которую отсасываются газы.

У газогенератора «Г-13» опытным путем подобрано место расположения решетки в генераторе. Подбор произведен с таким расчетом, чтобы чрезмерно высокая температура не повлияла на стойкость решетки и чтобы пониженная температура в зоне, близкой к днищу генератора, не привела к засорению решетки угольной мелочью. Длительные эксплуатационные испытания (700 час.) подтвердили, что решетка не прогорает и в работе не засоряется.

Важным аргументом за целесообразность применения колосниковой решетки могут служить опыты, проведенные в НАТИ, по использованию щепы вместо чурок для газогенераторов.

Опыты проводились на автомобильном газогенераторе Г-14 и показали, что если на деревянных чурках грузовой автомобиль ГАЗ-АА может пройти 1000 км без шуровки зольника, то на щепе этот срок сокращается в 5—6 раз. Институт пришел к выводу, что для щепы следует сконструировать генератор с вращающейся решеткой, для того чтобы иметь возможность произвести шуровку зольника без выгребки угля.

Тракторному газогенераторному парку предстоит, повидимому, также работать на щепе (приго-

товление щепы дешевле чурок). Отсюда очевидна целесообразность решетки и желательно, чтобы она была вращающейся.

Высота зольника. Объем зольника как бы является «мертвым» и неиспользованным пространством газогенератора, отсюда постоянное стремление конструкторов к сокращению этого объема. Многочисленные испытания, однако же, доказали, что чем больше зольниковое пространство, тем дольше генератор может работать без очистки и тем лучше сам генератор очищает газ от грубых примесей и золы.

Газогенераторная установка Г-13 имела наибольший объем зольника, поэтому загрязняемость выходящего газа из этого генератора всегда была наименьшая.

Если же еще учесть перспективу предстоящей работы на щепе, то общая высота зольника должна быть выбрана не меньше 180 мм.

Подогрев топлива. По характеру подогрева топлива в бункере отходящими газами испытанные газогенераторные установки могут быть разделены на 3 группы:

1. Установки Автодор 1, Декаленкова и ГГС не имеют подогрева топлива.

2. В установке Г-13 частичный подогрев топлива осуществляется через конус топливника.

3. В установках Вастан и Л-С1 осуществлен значительный подогрев топлива примерно до $1/2$ высоты бункера.

Специальные опыты, проведенные в НАТИ, по изучению влияния подогрева топлива на мощность двигателя показали, что при полном подогреве топлива имеет место увеличение мощности двигателя по сравнению с работой без подогрева до 13%.

При этом работа двигателя протекает более устойчиво, так как вероятность прилипания чурок друг к другу меньше вследствие более высоких температур в зоне сухой перегонки дерева.

Произведенные испытания на Монетной базе также подтвердили, что при работе на дровах с влажностью свыше 20% установки Декаленкова, не имеющие подогрева топлива, значительно ухудшают свои тяговые свойства, в особенности в первых рейсах после розжига холодного генератора по сравнению с генераторными установками, где осуществлен подогрев топлива.

Следует также иметь в виду, что подогрев топлива может понижать температуру выходящих газов из генератора на 200° (опыты НАТИ). Это дает возможность в дальнейшем уменьшить размеры охладителей и пользоваться во всей установке мягкими резиновыми соединениями.

Поэтому подогрев бункера новой газогенераторной установки для ЧТЗ должен быть как можно более полным по типу Имберта или Менка.

Чтобы предохранить стенки внутреннего бункера от разъедания уксусной кислотой, которая по опытам Финкенбайнера выделяется в конденсате в количестве 3—4%, надо внутренний цилиндр бункера изготовить из кислотоупорной стали марки ЭЯ-1 или покрывать стенки бункера медным листом, как это сделано в установках Имберта.

Отбор конденсата из генератора. В установках Г-13, Вастан, Л-С и ГГС отбор конденсата производится из верхней половины бункера. Установки Декаленкова и Автодор 1 работали без отбора конденсата.

Вопрос о целесообразности отбора конденсата непосредственно из генератора является мало изученным в газогенераторной технике. Фирмы Берлие и Имберт выпускают газогенераторы без отбора конденсата. Советские автомобильные газогенераторные установки ЗИС-13, НАТИ-14 также работают без отбора конденсата из генератора. Фирмы же Кромаг, Фаун и многие другие предпочитают отводить конденсат непосредственно из генератора, полагая, повидимому, что этот конденсат больше всего содержит кислоты и что он бесполезен или даже вреден для процесса газификации, понижая к. п. д. генератора.

Не располагая проверенным опытным материалом по этому вопросу, мы можем лишь констатировать два положения:

1. Количество отводимого конденсата из генератора незначительное по сравнению с общим количеством конденсата, отводимым после генератора (от 20 до 30%).

2. Данные эксплуатации не дают предпочтения тому или другому способу.

Вывод остается единственный: так как при полном подогреве топлива в бункере отвод конденсата из генератора невозможен, то от него следует отказаться.

„Грубая“ очистка газа

Проведенные испытания газогенераторных установок для тракторов ЧТЗ показали, что степень засоренности выходящего из генератора газа зависит не только от сорта топлива, а скорее всего от конструкции генератора. В установках Вастан, Л-С и ГГС наблюдался унос из генератора крупной угольной мелочи и угольков в 15—20 мм, значительно более мелкие отходы давала всегда установка Г-13, что объясняется малыми скоростями выхода газа из этого генератора ввиду большего объема его газовой коробки.

Но как бы удовлетворительно ни работал сам генератор, выходящие из него газы всегда засорены пылью, золой и сажой, которые по опытам НАТИ составляют около 2 г/м³ газа. Это значит, что применительно к ходовому режиму двигателя ЧТЗ при отборе газа порядка 100—110 м³/час из генератора ежечасно выходит около 200 г мелких отходов (пыли и т. д.), которые должны быть удержаны системой очистки во избежание пропуска их в двигатель.

Многочисленные анализы отходящей пыли из генераторов показали, что размеры пылинок неодинаковы. Более крупные частицы легко удерживать непосредственно за генератором, это обычно выполняют «грубые» очистители газогенераторных установок.

Все «грубые» очистители газогенераторных установок для тракторов ЧТЗ по принципу своей работы могут быть отнесены к ряду динамических очистителей, улавливающих частицы пыли путем резкого изменения скорости их движения, чем достигается отделение частиц с большим удельным весом от общего потока струи газа. Конструктивное оформление «грубых» очистителей, однако же, не во всех установках одинаковое, и этим в основном объясняется их разнохарактерная (по качеству очистки газа) работа.

Проведенные испытания дают основание считать, что:

1. Лодочные очистители установок «Автодор 1» и «ГГС» работают малоэффективно, так как проходящие струи газа создают в них вихри, увлекающие с собой падающие и осевшие частицы пыли.

2. Пластинчато-инерционные очистители установки Г-13 имеют малые габаритные размеры для такого сравнительно большого отбора газа, как у двигателя ЧТЗ. К тому же, проходя по всему сечению пластины, газ увлекает с собой осевшие частицы пыли и проносит их к задней стенке очистителя.

3. Дисковые очистители и циклон установки Декаленкова также не дают удовлетворительных результатов; в дисках не удерживается мелкая пыль, ибо поток газа продувает секции насквозь; циклон же чрезмерно примитивен и приспособлен только для удержания более крупных угольков. Несколько лучшие результаты показали пылеуловители установки Л-С и отстойник типа Вастан, но размеры последнего мало приемлемы для тракторной установки ЧТЗ.

Выводы. Наилучшими и наиболее компактными очистителями для предварительной «грубой» очистки горячего газа могут быть признаны циклоны, так, например, циклон типа Гумбольдт-Дейтц по данным газогенераторной лаборатории НАТИ задерживает 45,8% общего количества угольной пыли и золы, находящейся в газе при его выходе из генератора, причем в задержанной циклоном пыли мелкие частицы размером до 57 м составляют 47,8%.

Для удержания более крупных угольков и золы могут быть рекомендованы пылеуловители типа Л-С, которые по принципу своей работы очень сходны с пластинчато-инерционными очистителями Г-13, но в отличие от последних имеют свободный проход для газа в верхней части цилиндра и тем самым не создаются вихри в нижней части, где оседают зола и мелкие угольки.

„Тонкая“ очистка газа

В газогенераторных установках для тракторов ЧТЗ представлены были нижеперечисленные системы тонкой очистки и фильтрации газа от пыли и сажи:

1. Масляные очистители (в установках «Г-13» и «ГГС»), идея которых заключается в том, что, проходя над поверхностью масла, газ увлажняется и захватывает с собой масляную эмульсию, смачивая последней металлическую или древесную стружку, находящуюся над слоем масла. Пыль и сажа частично оседают непосредственно в масле, а в основном прилипают к смоченным поверхностям стружки.

2. Поверхностные очистители (в установках «Вастан», «Л-С», Декаленкова и «Автодор 1»), принцип очистки которых заключается в том, что газ омывает поверхности различных очищающих материалов.

Пыль и сажа оседают на развитую поверхность очистителя и прилипают к ней, если эта поверхность смазана какой-нибудь липкой массой или даже смочена конденсатом.

Качество очистки газа в поверхностном очистителе обычно зависит от следующих факторов:

1. Размеров очищающих поверхно-

стей. Чем больше поверхность, тем газ лучше очищается.

2. Скорости прохода газа в очистителе. Чем меньше скорость газа, тем большая вероятность оседания пылинок.

3. Формы свободного пути для прохода газа. Лучшая очистка достигается, когда струя газа в очистителе чаще меняет свое направление и тем самым она в большей степени омывает очищающую поверхность.

4. Температуры газа в очистителе. При пониженных температурах газа большая вероятность образования конденсата в очистителе, и тогда имеет место мокрая поверхностная очистка, дающая наилучшие результаты.

Проведенные испытания показали, что удовлетворительная фильтрация газа достигается в поверхностных очистителях типа Л-С с кольцами Рашига. Газ, проходя слой колец высотой в 1½ м, в достаточной степени очищается. К недостаткам конструкции фильтра установки Л-С, как выше указывалось, следует отнести малое живое сечение колонок и их незначительный объем, отчего колонки приходится промывать через 30 час. работы трактора.

Выводы. Поверхностные очистители с кольцами Рашига могут быть рекомендованы для фильтрации генераторного газа. При проектировании очистителей для установки ЧТЗ надо иметь в виду, что для удовлетворительной очистки газа размеры фильтров должны быть выбраны:

h — высота слоя колец Рашига — не ниже 1,5 м желательно около 2 м.

F — площадь сечения колонки д/колец Рашига — не менее 425—450 см².

t — температура газа в фильтре — не выше 40—50°.

Охлаждение газа

Все газогенераторные установки за исключением Д-8 и Д-9 были оборудованы специальными газовыми радиаторами для охлаждения газа. Проведенное исследование в лаборатории НАТИ показало, что повышенная температура генераторного газа резко сказывается на падении эффективной мощности двигателя, так как при исследовании работы двигателя ХТЗ на газе (с мокрой системой очистки) установлено, что при повышении температуры газа от 40 до 60° мощность двигателя снизилась на 13%.

Если к этим мотивам еще добавить, что для лучшей очистки газа от тонкой пыли и сажи так же важно иметь «холодный» газ, то необходимость специального охладителя становится еще очевиднее.

Что же касается вопроса забиваемости секции охладителя угольной мелочью, то проведенные испытания показали, что здесь, повидимому, меньше всего сказывается фактор скорости газа; в охладителе ГГС скорости газа более повышенные, чем в охладителях Вастан и Г-13, и тем не менее он чаще других забивается отходами из генератора. Скорее всего, что здесь решающее значение имеет степень засоренности газа, поступающего в охладитель, и конструкция самих секций охладителя. С этой точки зрения удовлетворительные результаты дали секции охладителя Г-13, имеющие уширенное сечение трубок с обоих концов.

На рис. 8 приведена принципиальная схема

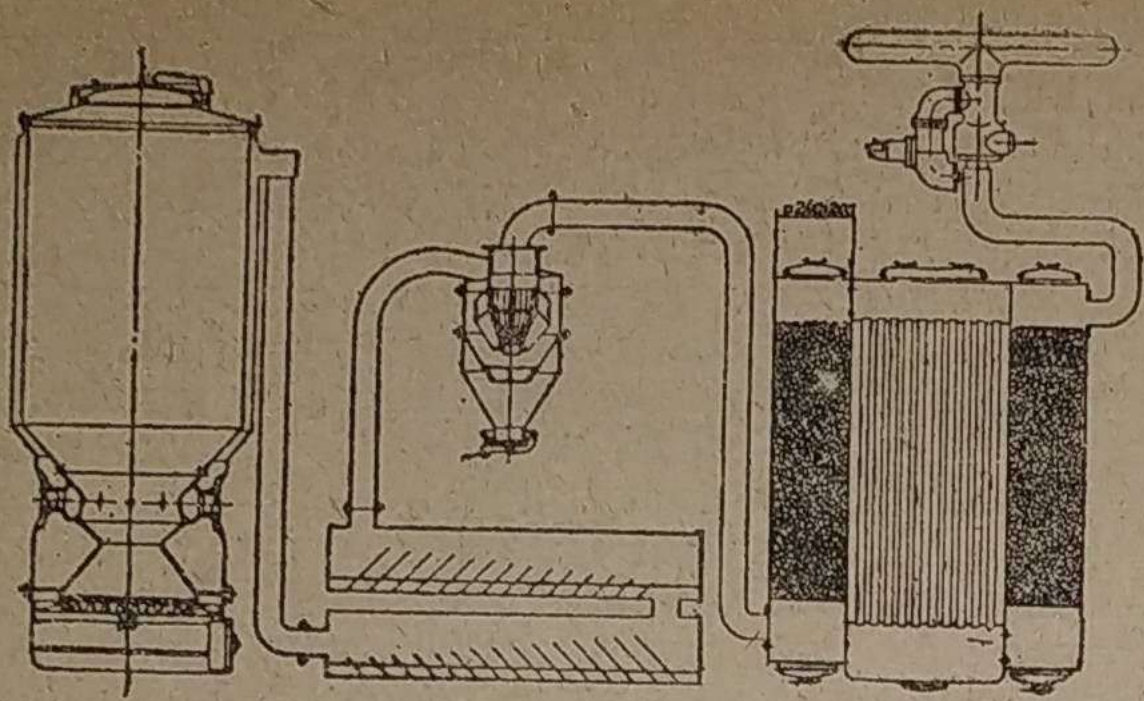


Рис. 8. Схема улучшенной газогенераторной установки для трактора ЧТЗ

улучшенной газогенераторной установки для тракторов ЧТЗ, соответствующая вышеприведенным общим выводам и предложениям.

Конструктивные особенности и основные параметры улучшенной установки

Процесс газификации — опрокинутый.

Род топлива — древесные чурки и щепа.

Способ розжига — специальным ручным вентилятором или двигателем.

Габаритные размеры газогенератора. Диаметр наружного цилиндра равен 750 мм. Диаметр внутреннего цилиндра равен 690 мм. Диаметр газовой коробки равен 600 мм. Высота цилиндрической части генератора равна 1700 мм. Разъем генератора осуществлен в нижней его части. Диаметр загрузочного люка равен 350 мм. Объем генератора — 380 л и вмещает 116 кг березовых чурок.

Система подвода воздуха и основные ее параметры. Воздух поступает в воздушное кольцо камеры горения по двум футоркам общей площадью

сечения $27,7 \text{ см}^2$. Слегка подогреваясь в кольце, воздух по восьми фурмам диаметром в 12 мм и общей площадью живого сечения $9,05 \text{ см}^2$ поступает в камеру горения со скоростью 30,6 м/сек при работе трактора на ходовом режиме.

Камера горения и ее основные размеры. Камера цельнолитая из углеродистой стали: d плоскости фурм — 295 мм, F плоскости фурм — $0,00684 \text{ м}^2$, d узкого сечения — 172 мм, F узкого сечения — $0,00232 \text{ м}^2$. Напряженность горения, отнесенная к плоскости фурм, при ходовом режиме работы достигает $585 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$. Высота активной зоны равна 300 мм.

Колосниковая решетка и отбор газа. Колосниковая решетка литая из стали. Шуровка слоя древесного угля в камере осуществляется вращением решетки. Высота зольника равна 200 мм. Отбор газа производится из верхней части бункера, чем осуществляется полный подогрев топлива.

Очистка газа. Предварительная «грубая» очистка газа осуществляется в двух последовательно работающих оригинальных пылеуловителях, расположенных под сидением водителя, затем газ поступает в циклон типа Дейтца, где он окончательно очищается от золы. «Тонкая» очистка осуществляется в двух колонках с кольцами Рашига. Высота колонок — 1200 мм, размеры поперечного сечения $235 \times 196 \text{ мм}$, на 46% больше, чем у колонок типа Л-С1. Во второй колонке под кольцами Рашига имеются тонкие волосяные подушки для окончательной очистки газа.

Охлаждение газа. Охлаждение газа производится в разборном, удобном для очистки одноходовом газовом радиаторе, состоящем из 10 трубок размером $137 \times 23 \text{ мм}$ и длиной 865 мм.

Площадь охлаждения газового радиатора включая колено фильтра равна $5,6 \text{ м}^2$. Площадь охлаждения одних лишь секций радиатора равна $3,36 \text{ м}^2$. Скорость газа в охладителе достигает 1,1 м/сек.

Инж. Б. А. Глух и Я. М. Певзнер

Улучшение рулевого управления автомобиля М-1

Основные дефекты рулевого управления М-1 заключаются в следующем:

1. Шимми, начинающееся на скорости 80—85 км/час.
2. Плохая стабилизация управляемых колес при езде по прямой.
3. Плохая стабилизация на повороте.
4. Чрезмерная легкость руля; водитель не чувствует на руле отклонения колес от нейтрального положения.
5. Биение руля при езде по неровной дороге.
6. Стук в шаровых соединениях рулевых тяг.

Теоретическая и экспериментальная работа, проведенная в НАТИ за последние годы в области исследования шимми, стабилизации и других явлений, связанных с рулевым управлением автомобиля, уже привела к выяснению характера и законов этих явлений и зависимости их от различных конструктивных параметров автомобиля. Таким образом задача настоящей работы заключалась в возможно более быстром приложении полученных раньше общих результатов к конкретному случаю автомобиля М-1; при этом необходимо было выбрать такие способы улучшения рулевого управления, которые привели бы лишь к минимальным изменениям в технологическом процессе и, следовательно, могли бы быть легко и быстро осуществлены заводом.

I. Причины дефектов и возможные методы их устранения

Шимми

Явление шимми представляет собой быстрое периодическое поворачивание передних колес автомобиля направо и налево независимо от воли водителя. Происходит это на определенном интервале (поясе) скоростей движения автомобиля, обнимающем обычно изменение скоростей порядка 10, 15 км/час. Это колебание может продолжаться бесконечно долго, если водитель будет сохранять скорость автомобиля в указанных выше пределах.

Пределы скоростей, на которых проявляется у автомобиля шимми или, кратко говоря, «пояс скоростей шимми», зависят от конструктивных особенностей автомобиля. При повышении или понижении скорости автомобиля за пределы «пояса скоростей шимми» последнее пропадает и может быть вызвано снова лишь при попадании на этот пояс.

Шимми представляет собой резонанс двух (из приведенных ниже трех) колебаний: колебания колес вместе с упругой системой рулевого управления в горизонтальной

В расчете производительности редуктора мы принимали, что редуктор должен обеспечить подачу 16 м^3 газа в час.

Из данных лабораторного замера табл. 11 видим, что это количество газа редуктор подает с избытком при давлениях в баллоне выше 4—6 ат. Ниже этих давлений редуктор не обеспечивает расчетных количеств газа, в то время как по расчету он должен был бы давать расчетное количество газа до 2 ата. Это несовпадение является, очевидно, результатом влияния выбранного коэффициента истечения $\phi = 0,8$. Очевидно, он принят большим, чему нетрудно найти подтверждение в литературе (см. А. К. Шаха «Беспламенный процесс в промышленности», стр. 17. табл. 1).

Возникает вопрос не следует ли при расчете редукторов подобного вида этот коэффициент брать ниже чем 0,8?

Нам думается, что этого делать не следует, исходя из требований эксплуатации баллонов. Выше мы отмечали, что опораживание баллона до давлений ниже чем 2 ата недопустимо в силу возможности заполнения воздухом и образования в нем взрывоопасных смесей. Редуктор, рассчитанный при коэффициенте истечения $\phi = 0,8$ при давлениях в баллоне 2—3 ата уже не обеспечит газом максимального потребления мотора, но и не прекратит его питания. Таким образом, водитель, имея недостаточное питание, вынужден будет заботиться о смене баллона как раз при тех наименьших давлениях, которые диктуются соображениями безопасной эксплуатации баллонов.

Заключение

В целом по разобранному редуктору отметим следующие положительные стороны и недостатки:

Положительные стороны: 1) принцип работы редуктора (использование разрежения исключает непроизводительную

утечку газа, не требуя выключения баллонов при временных остановках мотора); 2) простота механизма; 3) отсутствие мелких непрочных деталей; 4) простота изготовления.

Недостатки: 1) большой разбег величин максимального и минимального разрежений, воздействующих на диафрагму и открывания клапана при разных давлениях в баллоне; 2) слишком малое значение разрежения, необходимого для открывания клапана при малых давлениях в баллонах (возможна непроизводительная утечка газа); 3) большие габариты затрудняют размещение редуктора под капотом двигателя, что желательно в целях подогрева газа; 4) отсутствие фильтра для газа, что приводит к частому попаданию под клапан разного рода соринки, нарушающих герметичность.

Сопоставляя положительные стороны редуктора с его недостатками, приходим к следующему заключению.

Применение редукторов разобранного типа можно признать целесообразным в частных случаях перевода автомобилей и тракторов на газ, когда этот перевод имеет местное значение и выполняется целиком имеющимися средствами.

Однако и в этом случае надлежит устранить некоторые из перечисленных недостатков, как, например: 1) поставить фильтр (что несложно); 2) подобрать наиболее выгодный размер и профиль пояса клапанного гнезда, с тем чтобы исключить возможность утечки газа.

В случаях же обеспечения редукторами крупных авто-тракторных парков разобраный редуктор вряд ли может быть рекомендован, так как даже только на основе соображений, приведенных в настоящей работе, может быть разработан тип редуктора более совершенный, лишенный перечисленных недостатков.

Инж.-мех. М. С. Корнев

НАТИ

Температура стенок камеры горения газогенератора Г-14 при различных режимах его работы

С целью выяснения причин образования трещин в камере горения газогенераторов для автомобилей наряду с изучением металла камер автором в апреле 1937 г. было проведено в НАТИ исследование температур стенок камеры горения. Для этого был взят первый опытный газогенератор Г-14 из серии этих машин.

Исследование изменения температур в наиболее характерных местах камеры горения (топливника) газогенератора Г-14 производилось в газогенераторной лаборатории при различных отборах газа, который производился компрессором от газогенератора, работающего в лабораторных условиях с небольшим обдувом его стенок воздухом.

Замеры температур производились при работе газогенератора на березовых чурках размерами $40 \times 40 \times 50 \text{ мм}$ и влажностью 20,3%.

Конструктивные особенности опытного газогенератора Г-14

Газогенератор Г-14 является древесным газогенератором с опрокинутым процессом газификации (рис. 1), предназначенным для автомобиля ГАЗ-АА.

Камера горения Г-14, так же как камера Берлие, имеет одну футорку для поступления воздуха и приварной воздушный пояс. Камера горения Г-14 имеет: 10 фурм диаметром 8 мм, образованных сверлением в теле камеры. Площадь сечения всех фурм равняется $5,03 \text{ см}^2$. Камера испытываемого газогенератора изготовлена сварной из углеродистой стали; воздушная коробка из углеродистой листовой стали приварена к камере.

Диаметр и площадь зеркала горения камеры в

плоскости подвода воздуха соответственно равны $D = 200 \text{ мм}$ и $F = 0,31 \text{ м}^2$. Диаметр и площадь наименьшего сечения камеры, так называемые горловины, соответственно равны $d = 120 \text{ мм}$ и $f = 0,011 \text{ м}^2$.

Фурмы расположены на высоте 172 мм от нижней части камеры.

Высота зольника испытываемого опытного газогенератора, считая от его днища до нижнего края камеры горения, равнялась 180 мм (чем отличается от серийного газогенератора Г-14, где эта высота зольника равнялась 150 мм). Все это пространство, как обычно, было заполнено древесным углем.

Место замера температур и режим работы газогенератора

Замер температур в стенках камеры производился в трех характерных зонах (рис. 1): а) в плоскости фурм (дутье воздуха), б) около горловины камеры (в месте наименьшего диаметра) и в) в нижней части камеры (в нижней части юбки).

В дальнейшем замер в плоскости фурм будет именоваться замером в I зоне, в горловине — замером во II зоне и в нижней части камеры — в III зоне.

Место замера во II и III зонах составляет с местом замера I зоны в проекции угол примерно 90° .

Несомненно, что температура стенки в I зоне, замеренная вблизи футорки, где поступает воздух в воздушную коробку, будет меньше, чем температура с диаметрально противоположной стороны. Но в наших опытах представляло интерес произ-

вести замер в местах с наибольшими колебаниями температур, и поэтому температура стенки в I зоне замерялась непосредственно при входе воздуха в кольцевую воздушную коробку.

каждые 5 мин. при установившемся режиме работы газогенератора и через 1 или 2 мин. в периодах изменения режимов.

Результаты опытов

Результаты опытов сведены в одну общую диаграмму (рис. 2), характеризующую изменение температур камеры, начиная от момента розжига генератора факелом и кончая остановкой генератора и уравниванием температур в стенках камеры. При этом за время опытов дважды была произведена загрузка генератора топливом, а последняя остановка была сделана в момент выжигания дров в генераторе немного ниже уровня фурм.

Таким путем зафиксированы были температуры стенок камеры при всех возможных режимах работы газогенератора.

При розжиге холодного генератора резко поднимается температура во II зоне и достигает примерно в течение 20 мин. своего максимального значения. Переkreщивание кривых температур I и III зон в первые 6 мин. работы генератора объясняется нагревом стенки I зоны от факела, которым разжигается генератор.

Выравнивание температур стенок камеры после

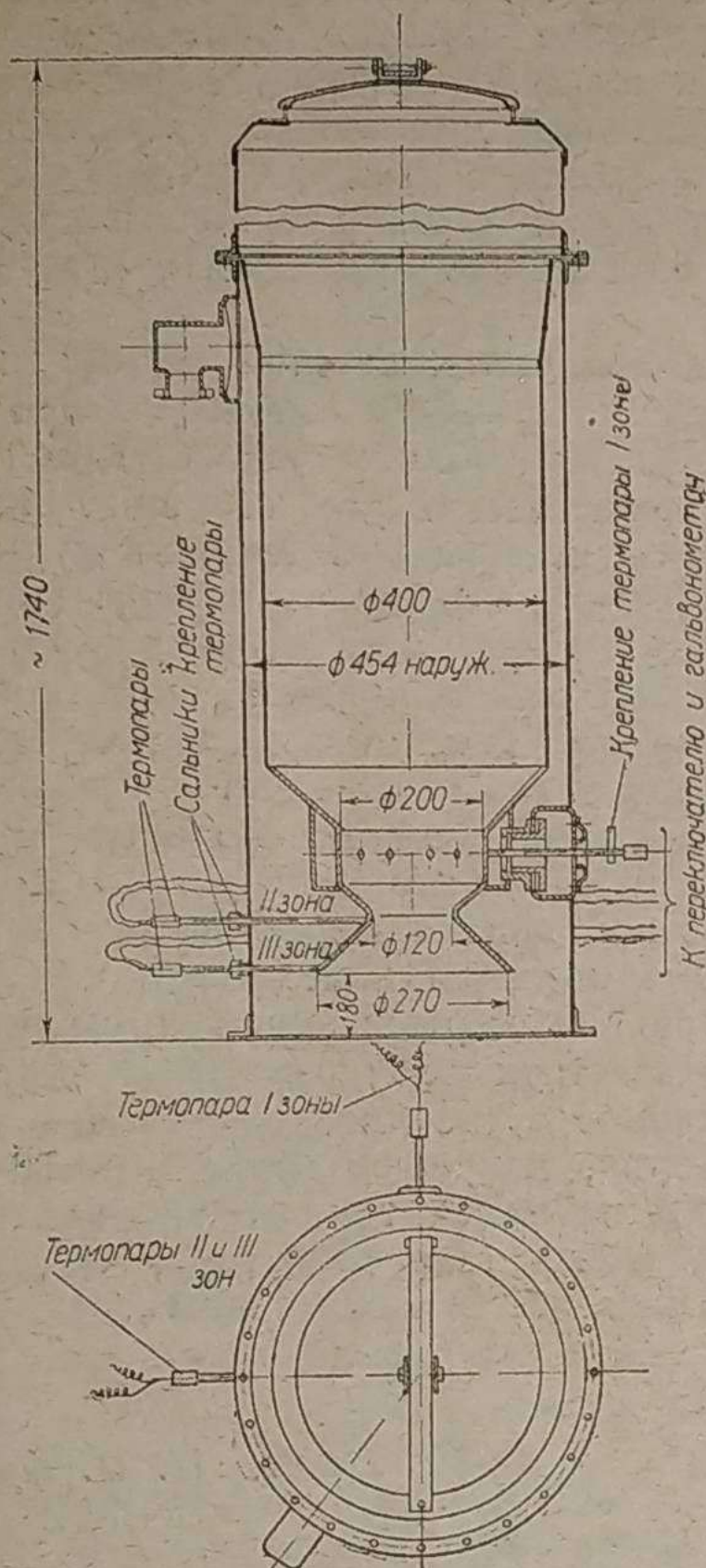


Рис. 1. Опытный газогенератор Г-14 с установленными термопарами. Вертикальный разрез сделан условно

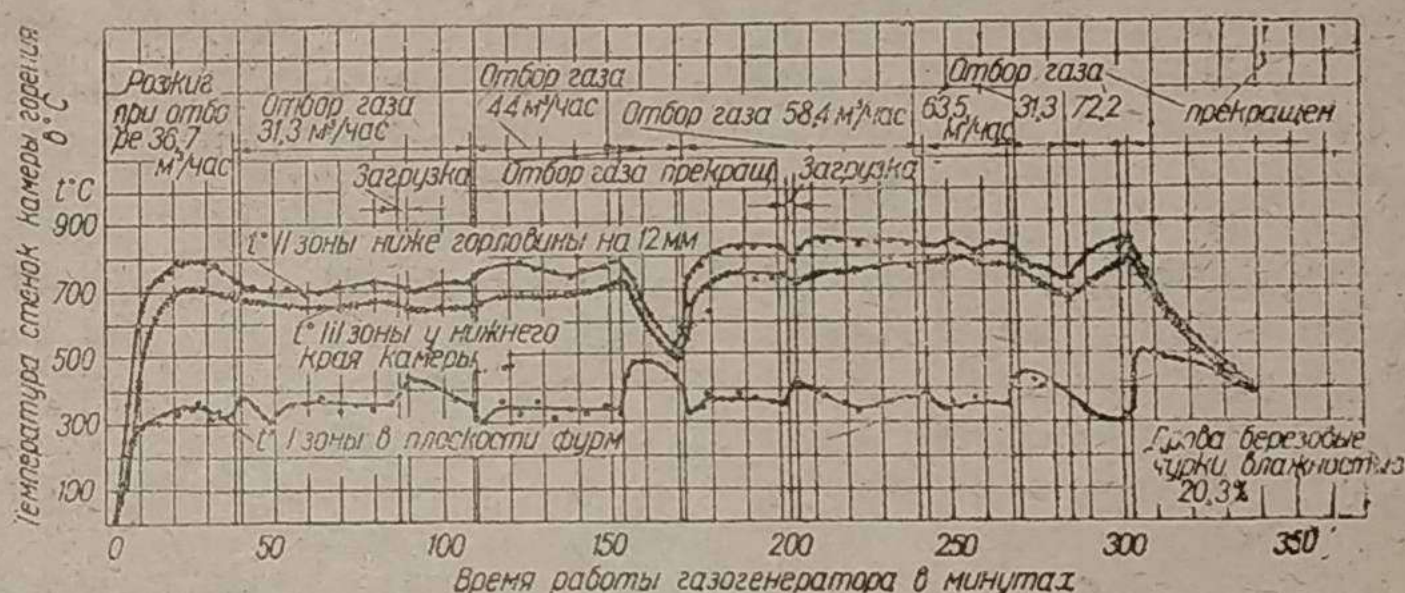


Рис. 2. Изменение температур стенок камеры горения газогенератора Г-14 по зонам в зависимости от отбора газа. Отбор газа дан в м³/час сухого газа, приведенного к 0° и 760 мм ртутного столба

Замеры температур во всех зонах камеры производились платино-платинородиевыми термопарами длиной от 500 до 700 мм. До опытов температуры были оттарированы с одними гальванометрами и переключателем и в таком виде термопары были смонтированы. Спай и кончик термопары помещались в просверленных в камере отверстиях, имеющих глубину сверления до середины толщины стенок.

Термопары укреплялись штуцером снаружи генератора, чем достигалось прижатие спая термопары к стенке. Для создания плотности концы термопары, помещенные в сверления в стенках камеры, а также в штуцерах, обмазывались жароупорной замазкой из шамотной глины с асбестовой ватой.

Замеры температур во всех зонах производились при следующих режимах работы газогенератора: при розжиге холодного газогенератора, при отборах газа в 31,3; 44; 58,4; 63,5 м³/час сухого нормального газа, при прекращении отбора газа и, наконец, при переменном режиме работы газогенератора. В общей сложности в течение 5 ч. 38 м.

Температуры при опытах фиксировались через

остановки генератора происходит за 34—36 мин. при температуре окружающего воздуха 20—28°.

Максимальная температура стенок камеры имеет место во II зоне около горловины, достигая 860° при отборе 63,5 м³/час сухого нормального газа (т. е. при 0° и 760 мм рт. ст.).

В I зоне температура стенок при установившемся режиме работы колеблется в пределах 350°, что, как указывалось, происходит благодаря охлаждению стенок воздухом. Этим объясняется то явление, что в I зоне при перемене режимов отбора газа имеет место резкое колебание температуры, а именно: резкое повышение температуры в случае уменьшения или прекращения дутья и, наоборот, резкое понижение температуры I зоны при увеличении дутья.

В III зоне температуры стенок изменяются аналогично по своему характеру температурам II зоны, но по абсолютной своей величине они меньше, чем температуры во II зоне.

На рис. 3 представлены средние температуры во всех трех зонах стенок камеры, соответствующие установившемуся режиму работы при разных отборах газа из газогенератора. Температура в I зоне почти не изменяется с увеличением отбора,

опять-таки вследствие одновременного с отбором газа увеличения обдува свежим воздухом стенок камеры воздушной коробки.

В результате проведенных опытов и имеющихся литературных данных, по которым известно, что температура горящего газа достигает в зоне горения 1200° , надо считать, что максимальная температура стенок будет (при установившемся режиме отбора газа) немного выше горловины или

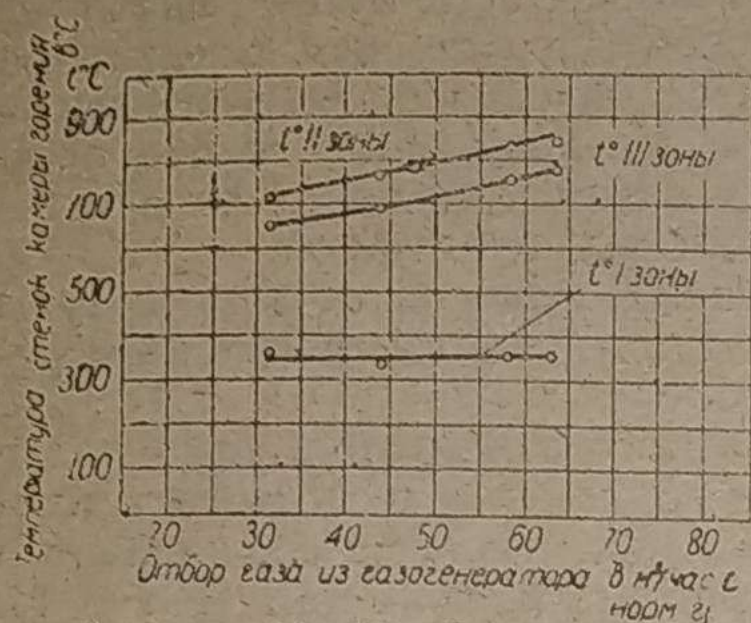


Рис. 3. Средние температуры стенок камеры горения по зонам в зависимости от отбора газа при установившемся режиме работы газогенератора Г-14. I зона в плоскости фурм. II зона ниже горловины на 12 мм. III зона у нижнего края камеры. Температура окружающей среды $20-28^{\circ}$. Дрова — березовые чурки, влажностью 20,3%.

в горловине камеры. Кроме того, температура по окружности камеры не будет одинакова — здесь скажется в основном влияние расположения входа холодного воздуха в генератор. И, наконец, температура стенок будет различна по толщине стенки — большая температура будет на внутренней поверхности, обращенной к горящему топливу, а меньшая — с наружной стороны.

Таким образом разницы температур в верхней части камеры довольно значительны, так, например, на расстоянии 87 мм перепад температур достигает в некоторых случаях не менее 400° . Наибольшая же температура стенок сосредоточивается ниже нижней стенки воздушного канала, который имеет более низкую температуру, так как охлаждается воздухом. В результате этого получают значительные тепловые напряжения и, как следствие, трещины в этих местах.

Для уменьшения температурных напряжений в камере горения можно предложить следующие мероприятия:

1. Подвод воздуха к каждой фурме отдельно, как это сделано в камере газогенератора Имберг.
2. Некоторые изменения существующей камеры Г-14: а) горячие газы в зоне сгорания надо отдалить от стенок камеры при помощи фурм, выступающих на 10—20 мм внутрь камеры (так сделано у камеры Имберг); при этом фурмы, видимо, нужно расположить в нижней части воздушной коробки вплотную к ее нижней стенке, чтобы отдалить горящие газы от места присоединения нижней стенки воздушной полости к камере; б) необходимо отделить горячую часть камеры сгорания от воздушной коробки температурным швом; в) для большей надежности камеру надо делать литую из нержавеющей хромоникелевой стали, с соответствующей термической обработкой.
3. Центральное дутье (применяемое в некоторых газогенераторах, например Фаун, Кромаг, Менк). Это мероприятие изменит не только камеру, но и компоновку всего газогенератора, что, конечно, является менее всего желательным.

Инж. Н. Н. Настенко
НАТИ

Гидравлический регулятор для двигателей внутреннего сгорания¹

Современные быстроходные дизельмоторы снабжаются регуляторами двух типов. Преимущественное распространение имеет регулятор, воздействующий на подачу топлива при двух скоростных режимах: минимальном и максимальном (двухрежимное регулирование). В интервале между ними подачей насоса управляет водитель (модели Бош, Синтилла, Симмс). Во втором типе насоса подача топлива регулируется автоматически, водитель же устанавливает скоростной режим машины, воздействуя на натяжение пружины регулятора (модели Юнкерс, Фиат, Катерпиллер и другие всережимные регуляторы).

Первый из этих регуляторов, оставляя двигатель в пределах режимов между $n_{\text{мин}}$ и $n_{\text{макс}}$ вне воздействия, приводит к тому, что изменение крутящего момента двигателя в зависимости от числа оборотов при данном положении органа управления насосом целиком определяется свойствами мотора и топливного насоса, которые со своей стороны дают почти постоянный крутящий момент. Режим двигателя и агрегата в целом (автомобиль, трактор) делается мало устойчивым, значительно уступающим в этом отношении карбю-

раторному двигателю, требующему большого внимания со стороны водителя и более частой перестановки последним органа управления насосом.

Второй тип регулятора, имея возможность при всех скоростных режимах мотора воздействовать на подачу насоса, делает режим мотора, а следовательно, и агрегата максимально устойчивым, облегчая тем условия работы водителя. Принцип действия регулятора Бош ясен из схемы (рис. 1).

Регулятор смонтирован на конце валика топливного насоса. Грузы могут радиально перемещаться, преодолевая усилия пружин. На первом участке движения грузов инерционная сила последних преодолевает усилие только одной внешней пружины (слабой), поскольку усилие внутренней пружины воспринимается через тарелку осевым стержнем груза и на груз не действует. Это перемещение соответствует регулировке минимального скоростного режима. С момента соприкосновения грузов с внутренней тарелкой пружины дальнейшее перемещение грузов делается возможным лишь после того, как инерционная сила груза делается равной сумме усилий внешней пружины и предварительной затяжки внутренней пружины, для чего необходимо значительное увеличение числа оборотов регулятора. Это перемещение да-

¹ Разработка этого регулятора проводилась под непосредственным руководством проф. Г. Г. Калиш.

Характеристики автомо

билей заводов СССР

Ил. №	Наименование величин	Размер-ность	М а р к а					а в т о м о б и л я							
			ГАЗ-А	ГАЗ-АА	ГАЗ-30	М-1	АМО-3	ЗИС-5	ЗИС-6	ЗИС-8	ЗИС-101	Я-5	ЯГ-3	ЯГ-6	ЯГ-10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Тип автомобиля	—	Легковой	Грузовой	Грузовой	Легковой	Грузовой	Грузовой	Грузовой	Автобус	Легковой	Грузовой	Грузовой	Грузовой	Грузовой
2	Грузоподъемн. по шоссе	т	1,5	1,5	2	5 мест	2,5	3	4	29 мест	7 мест	5	5	5	8
3	Грузоподъемн. по грунту	т	4 места	1,5	1,5	4 места	2	2,5	3	21 место	6	3,5	3,5	3,5	5
4	Макс. скорость по шоссе	км/час	95	70	60	98	60	60	50	60	120	60	40	40	40
5	База автомобильная	мм	2630	3340	3200	2845	3810	3810	3900	4420	3605	4200	4200	4200	4200
6	Длина	мм	3790	5340	5340	4580	6050	6050	6060	6060	7000	5650	6500	6500	6990
7	Ширина	мм	1710	2030	2030	1710	2250	2250	2250	2300	1890	2460	2460	2460	2340
8	Высота	мм	1780	1870	1940	1700	2250	2160	2160	2750	1860	2550	2550	2550	2580
9	Двигатель	—	ГАЗ-А	ГАЗ-А	ГАЗ-А	ГАЗ-М1	АМО-3	ЗИС-5	ЗИС-5	ЗИС-5	ЗИС-101	Геркулес-УХС	АМО-3	ЗИС-5	Геркулес-УХС
10	Число цилиндров	—	4	4	4	4	6	6	6	6	8	6	6	6	6
11	Порядок работы	—	1-2-4-3	1-2-4-3	1-2-4-3	1-2-4-3	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-6-2-5-8-3-7-4	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4
12	Диаметр цилиндра	мм	98,4	98,4	98,4	93,4	101,6	101,6	101,6	101,6	85	111,1	95,25	101,6	111,1
13	Ход поршня	мм	108	108	108	108	114,3	114,3	114,3	114,3	127	120,7	114,3	120,7	120,7
14	Рабочий объем двиг.	л	3,28	3,28	3,28	3,28	4,88	5,55	5,55	5,55	5,76	7,02	4,88	5,55	7,02
15	Степень сжатия	—	4,2	4,2	4,2	4,2	4,4	4,7	4,7	4,7	4,8	4,6	4,4	4,7	4,6
16	Мощность	л. с.	40	40	40	50	60	73	73	73	110	94	60	73	94
17	Удельная мощность	л. с./л	12,19	12,19	12,19	15,24	12,29	13,15	13,15	13,15	19,10	13,40	12,29	13,15	13,40
18	Налоговая мощность	—	12,5	12,5	12,5	12,5	18,7	21,2	21,2	21,2	22	26,8	18,7	21,2	26,8
19	Число оборотов	об/мин	2200	2200	2200	2800	2200	2300	2300	2300	3200	2200	2200	2300	2200
20	Вес двигателя (сухой)	кг	168	168	168	183	425	434	434	434	470	495	425	434	495
21	Поршня	—	Алюмин.	Алюмин.	Алюмин.	Алюмин.	Чугун	Чугун	Чугун	Чугун	Чугун	Чугун	Чугун	Чугун	Чугун
22	Число колец	шт.	3	3	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4
23	Расположение клапанов	—	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Верхние	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые	Нижн. правые
24	Подъем вс. и вх. клапанов	мм	7,3	7,3	7,3	8,1	9,1	8	8	8	9,5	9,6	9,1	8	9,6
25	Зазор вс. и вх. клапанов	мм	0,25—0,30	0,25—0,30	0,25—0,30	0,33—0,55	0,25—0,35	0,25—0,38	0,25—0,38	0,25—0,38	0,20—0,20	0,25—0,40	0,25—0,35	0,25—0,38	0,25—0,40
26	Продолж. откр. вс. клапана	мм	236	236	236	244	244	223—228	223—228	223—228	224,5	238—243	223—228	223—228	238—243
27	Продолж. откр. вх. клапана	мм	236	236	236	244	244	222—232	222—232	222—232	227,5	222—232	222—232	222—232	222—232
28	Откр. вс. клап. до в. м. т.	мм	7,5	7,5	7,5	8	8	2 после	2 после	2 после	2	2 после	2 после	2 после	2 после
29	Закр. вс. клап. после н. м. т.	мм	48,5	48,5	48,5	56	56	45—50	45—50	45—50	42,5	60—65	45—50	45—50	60—65
30	Откр. вх. клап. до н. м. т.	мм	51,5	51,5	51,5	56	56	40—50	40—50	40—50	52	40—50	40—50	40—50	40—50
31	Закр. вх. клап. после в. м. т.	мм	4,5	4,5	4,5	8	8	2	2	2	15,5	2	2	2	2
32	Диаметр вс. и вх. клапанов	мм	39	39	39	39	52—44	47—44	47—44	47—44	45—40	44	52—44	47—44	44
33	Зажигание	—	Батарейное	Батарейное	Батарейное	Батарейное	Батар.-магнето	Батар.-магнето	Батар.-магнето	Батар.-магнето	Батарейное	Батар.-магнето	Батар.-магнето	Батар.-магнето	Батар.-магнето
34	Свечи	мм	18	18	18	18	18	18	18	18	18	22	22	22	22
35	Динамо	ВТ-В	65/6	65/6	65/6	90/6	65/6	65/6	65/6	225/12	130/6	65/6	65/6	65/6	65/6
36	Колич. аккумуля. емк. и напр.	Ач-В	1-80-6	1-80-6	1-80-6	1-100-6	1-112-6	1-112-6	1-112-6	2-112-6	1-130-6	1-144-6	1-144-6	1-144-6	2-144-6
37	Стартер	л. с. В	0,8/6	0,8/6	0,8/6	0,8/6	1,1/6	1,3/6	1,3/6	2,5/12	1/6	1,3/6	1,1/6	1,3/6	1,3/6
38	Подача горючего	—	Самотеком	Самотеком	Самотеком	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос	Диафр. насос
39	Горючее (бензин, ОСТ*)	—	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260	413—5260
40	Емкость бензобака	л	40	40	40	60	60	60	60	105	85	177	177	177	180
41	Карбюратор	—	Газ-зениг	Газ-зениг	Газ-зениг	Газ-зениг	АМО-зениг	МАЗ-3	МАЗ-3	МАЗ-3	МКЗ	Зениг-110	АМО-Зениг	МАЗ-3	Зениг-SV7*
42	Диффузор и горловина	мм	21,5—30	21,5—30	21,5—30	22—33	25—44	26—42	26—42	26—42	26—42	25—44	25—44	25—44	25—44
43	Пусковой и эконом. жиклеры	—	0,65—нет	0,65—нет	0,65—нет	0,65—нет	0,57—нет	0,8—1,43	0,8—1,43	0,8—1,43	Б/об 0,7—Эк. 0,78	0,57—нет	0,57—нет	0,57—нет	0,57—
44	Компенсаци. и главн. жиклеры	—	0,93—0,93	0,93—0,93	0,93—0,93	0,85—0,87	1,05—1,15	1,05—1,15	1,05—1,15	1,05—1,15	М/об 0,93-Ср/об 0,87	1,13—1,32	1,05—1,15	1,05—1,15	1,45—1,45
45	Тип смесителя	—	Разбрызгиванием	Разбрызгиванием	Разбрызгиванием	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное	Смешанное
46	Зубья и модуль масл. насоса	мм	11—2	11—2	11—2	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5	12—2,5
47	Длина зуба масл. насоса	мм	26	26	26	41	41	41	41	41	32	51	41	41	51
48	Передат. отнош. к масл. насосу	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
49	Емкость масл. системы	л	5	5	5	5	7	7	7	7	12	7	7	7	7
50	Масло для двиг. (М автола)	—	6-8	6-8	6-8	8-10	М-Т	М-Т	М-Т	М-Т	Маш. м. + лубр.	Т-10	Т-10	Т-10	Т-10
51	Охлаждение	—	Термо-сифонное	Термо-сифонное	Термо-сифонное	Термо-сифонное	Вод. помпа	Вод. помпа	Вод. помпа	Вод. помпа	Вод. насос	Вод. помпа	Вод. помпа	Вод. помпа	Вод. помпа
52	Радиатор	—	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Ребр.-трубч.	Сотовый	Плоско-трубч.	Плоско-трубч.	Плоско-трубч.	Плоско-трубч.
53	Емкость системы охлаждения	л	11,5	11,5	12,3	12,3	25	25	25	25	22	58	50	50	58
54	Передат. отнош. к вод. насосу	—	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,1	1,5	1,5	1,5	1,5
55	Сцепление	—	Ододисковое	Ододисковое	Ододисковое	Ододисковое	2-дисковое	2-дисковое	2-дисковое	2-дисковое	2-дисковое	Многодисковое	2-дисковое	2-дисковое	Многодисковое
56	Коробка передач	—	2-ходовая	3-ходовая	3-ходовая	2-ходовая	3-ходовая	3-ходовая	3-ходовая	3-ходовая	2-ходовая	3-ходовая	3-ходовая	3-ходовая	3-ходовая
57	Перед. число 1 скорости	—	3,12	6,40	6,40	2,82	5,35	3,74	3,74	3,74	1,75	2,84	2,84	3,74	3,51
58	" II	—	1,875	3,09	3,09	1,604	2,84	1,84	1,84	1,84	1	1,76	1,76	1,84	1,89
59	" III	—	1	1,69	1,69	1	1,76	1	1	1	1	1	1	1	1
60	" IV	—	Нет	1	1	Нет	1	7,63	7,63	7,63	Нет	6,30	6,30	7,63	8,28
61	" зад. хода	—	3,746	7,82	7,82	3,383	6,25	1,53	1,53	1,53	Нет	Нет	Нет	Нет	1,4
62	Демультипликатор I скорости	—	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
63	Демультипликатор II	—	Вискозизм 7-нигрол	Вискозизм 7-нигрол	Вискозизм 7-нигрол	Вискозизм 7-автол	Автол + солидол	Автол + солидол	Автол + солидол	Автол + солидол	Брайтсток 4-Э100	Автол + солидол	Автол + солидол	Автол + солидол	Автол + солидол
64	Масло-коробки. скор. и дифер.	—	Спайсер — 1 вала	Спайсер — 2 вала	Кливаленд — 2 вала	Спайсер — 1 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала	Спайсер — 2 вала
65	Карданная передача	—	1	2	2	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
66	Число шарниров	—	Конич.-спиральн.	Конич.-спиральн.	Червячная	Конич.-спиральн.	Двойная	Двойная	Двойная	Двойная	Конич.-спиральн.	Двойная	Двойная	Двойная	Двойная
67	Задний мост	—	3,78	6,6	7,4	4,44	6,41	6,41	6,41	6,41	4,45	8	10,9	10,9	9,47
68	Передат. число заднего моста	—	Полуразгруж.	Полуразгруж.	Полуразгруж.	Полуразгруж.	Разгруженные	Разгруженные	Разгруженные	Разгруж.	Полуразгруж.	Разгруж.	Разгруж.	Разгруж.	Разгруж.
69	Полуоси	—	Труба-штанга	Труба-штанга	Спец. штанга	Рессоры	Рессоры	Рессоры	Рессоры	Рессоры	Рессоры	Труба	Труба	Труба	Спец.-штанга
70	Толкающие усилия	—	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1200
71	Число ведущих осей	—	Нет	Нет	940	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
72	База тележки	—	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.	Двухавт.-штамп.
73	Передняя ось	—	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Червяк-сектор	Черв.-двойн. рол.	Винт-шпип	Винт-шпип	Винт-шпип	Винт-шпип
74	Рулевая передача	—	13	13	13	16,6	15,9	15,9	15,9	15,9	4 колеса	2 задние	2 задние	2 задние	4 задние
75	Передат. число рулев. передачи	—	4 колеса	4 колеса	6 колес	4 колеса	4 колеса	4 колеса	4 колеса	4 колеса	2 задние	2 задние	2 задние	2 задние	4 задние
76	Ножной тормоз	—	2 задние	2 задние	Центральный	4 колеса	2 задние	2 задние	2 задние	2 задние	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные
77	Ручной тормоз	—	Одна поперечная	Одна поперечная	Одна поперечная	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные	П/э продольные
78	Рессоры передние	мм	765	790	790	915	1015	1015	1015	1015	952	65—11	76—10	76—12	76—12
79	Длина передних рессор	мм	45—11	57—12	57—14	45—9	63—11	63—11	63—11	63—11	50—10	89—11	89—11	89—13	89—20

Конструкторский ОТДЕЛ

Инж. Б. Я. Гинцбург

Газогенераторный двигатель МГ-17 на базе дизельмотора трактора ЧТЗ-М-17

В связи с переходом Челябинского тракторного завода на производство дизельмоторов возник вопрос о приспособлении дизельмотора М-17 для газогенераторной установки с целью использования не дефицитных местных топлив. Этот новый газогенераторный мотор МГ-17, переделанный из дизельмотора, должен дать значительно лучший эффект, чем переделанный из лигроинового, хотя бы уже потому, что повышение сжатия для компенсации потери мощности при переводе на генераторный газ не будет служить препятствием при запуске двигателя, так как имеется пусковой мотор, и, кроме того, кривошипный механизм не ограничивает повышения сжатия.

Разработка конструкции газогенераторного двигателя МГ-17 произведена Научным автотракторным институтом (НАТИ), им же построен и испытан опытный образец. В настоящее время этот двигатель спущен в производство на ЧТЗ.

1. Общие положения и выбор параметров двигателя

Основными требованиями при переводе дизеля М-17 на газ являются: возможно меньшее количество изменений в конструкции и возможно малое снижение мощности.

Однако, как увидим дальше, эти два требования стоят в противоречии одно к другому, и наиболее производственно простое решение конструкции с минимумом изменений не дает удовлетворительной мощности двигателя. Поэтому пришлось отказаться от простейшего решения и остановиться на более сложном, но удовлетворительном в отношении мощности.

Основные показатели дизельмотора М-17 таковы:

Диаметр цилиндра $D = 145$ мм
Ход поршня $H = 205$ мм
Число цилиндров $i = 4$
Литраж $V_h = 13,5$ л
Число оборотов $n = 850$ об/мин
Мощность $N_e = 75$ л. с.
Среднее эффективное давление при мощности в 75 л. с. $P_e = 5,88$ кг/см²
Степень сжатия $\epsilon = 15,5$
Диаметр прохода всасывающего клапана $d = 59$ мм
Условная скорость воздуха во всасывающем проходе клапана. $C_b = \frac{Hn(D/d)^2}{30} = 35$ м/сек.

Для оценки того, какая мощность могла бы быть получена при переводе М-17 на газ, нами были собраны и систематизированы данные испытаний газогенераторных моторов как проведенные НАТИ, так и по литературным источникам.

Эти данные представлены в виде кривых на рис. 1 и 2.

На рис. 1 даны зависимости среднего эффективного давления P_e от степени сжатия ϵ для различных двигателей. Все эти данные относятся к случаю работы на чурках твердой породы, причем материалы по НАТИ дают средние величины за выжиг газогенератора.

На этом же графике нанесены две кривые, подсчитанные для случая лигроинового двигателя ЧТЗ, переведенного на генераторный газ.

Одна из этих кривых (отмечена крестиками) дает изменение P_e в зависимости от ϵ , если принять, что удельное давление потерь на трение ($P_t = 1,4$ кг/см²) постоянно и при изменении ϵ не меняется; термический же к. п. д. изменяется по известной зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{0,35}}.$$

Вторая кривая (отмеч. круж. с точкой) дает изменение P_e в зависимости от ϵ в предположении, что при изменении ϵ остается неизменным механический к. п. д. η_m , термический же к. п. д. меняется попрежнему по указанной выше зависимости.

Как видно из рис. 1, протекание всех кривых по данным испытаний НАТИ, литературным и подсчитанным, как выше указано, — одинаково в том отношении, что их наклон к оси абсцисс примерно один и тот же. Поэтому рис. 1 дает возможность с достаточной для практики точностью интерполировать P_e в зависимости от ϵ .

Рис. 2 дает зависимость также P_e , но уже не от степени сжатия ϵ , а от условной скорости прохода газа во всасывающем клапане:

$$C_b = \frac{Hn(D/d)^2}{30}.$$

При этом для сравнимости результатов величины P_e , данные в этом графике каждый раз приводились интерполяцией по рис. 1 к одной и той же величине $\epsilon = 6,5$ (за исключением случаев, оговоренных на рис. 2).

Как видно из рис. 2, вместе с увеличением скорости газа C_b в клапане имеется закономерное падение величины средней эффективности давления P_e .

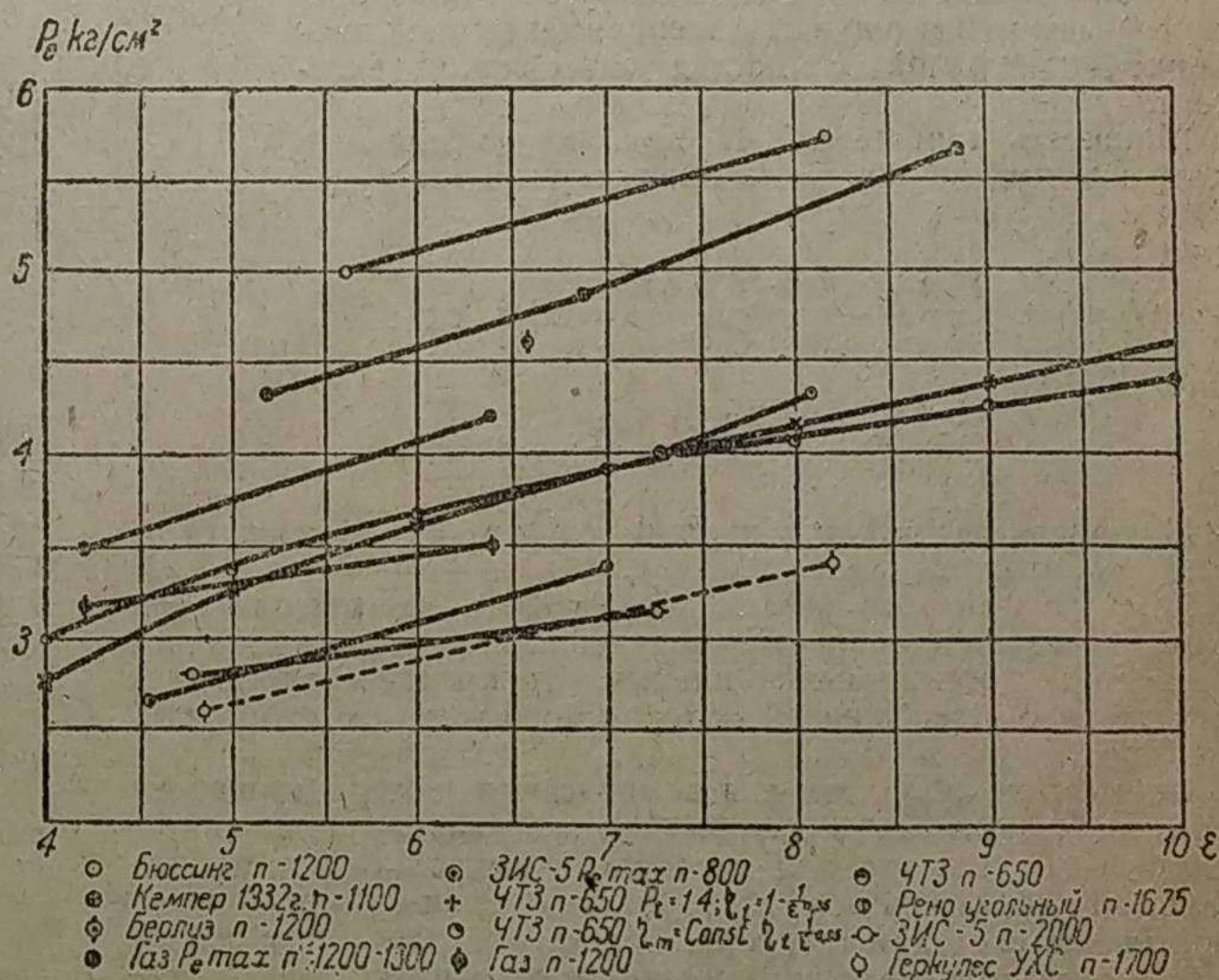


Рис. 1. Диаграмма зависимости среднего эффективного давления от степени сжатия для газогенераторных двигателей

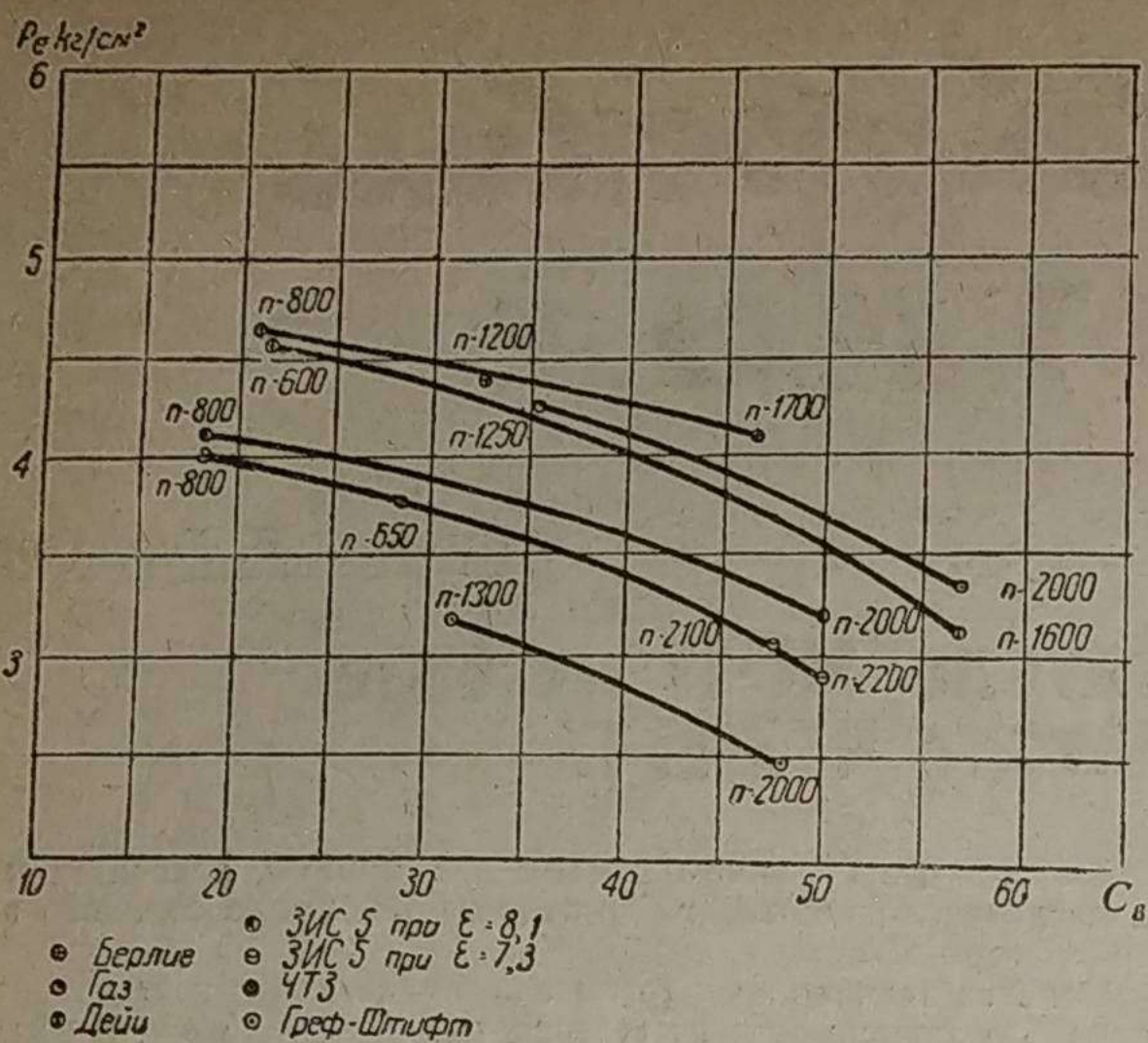


Рис. 2. Диаграмма зависимости среднего эффективного давления от условной средней скорости [воздуха в клапанах]

Пользуясь рис. 1 и 2, можно установить, какая мощность могла бы быть получена из дизельмотора М-17 при переводе его на генераторный газ как в случае оставления литража и размера клапана без изменений, так и в случае их изменений.

Прделаем это сначала для случая минимальных изменений двигателя.

Из рис. 2 можно видеть, что при скорости газа в клапане $C_b = 35$ м/сек в наиболее благоприятном случае (мотор Берлиэ) можно рассчитывать на величину $P_e = 4,3$ кг/см² при $\epsilon = 6,5$.

Интерполируя с помощью рис. 1 эту величину на значения $\epsilon = 8$ и $\epsilon = 10$, найдем, что при $\epsilon = 8$ можно ожидать среднее эффективное давление до $P_e = 4,6$; при $\epsilon = 10$ — $P_e = 5,0$ кг/см².

При переводе дизельмотора М-17 на генераторный газ надежный, рассчитанный на большие давления шатунно-кривошипный механизм позволяет повысить степень сжатия ϵ более 8. Однако необследованность зажигания (порча свечей), диктует необходимость для надежной работы двигателя ограничиться величиной $\epsilon = 8$ с тем, однако, чтобы последующими работами была выявлена возможность повышения степени сжатия до $\epsilon = 10$.

Таким образом наши расчеты мы и ведем на две величины $\epsilon = 8$ и $\epsilon = 10$, из которых первую считаем возможной к немедленному освоению, вторую — как нуждающуюся в экспериментальной проверке — пригодной для последующих серий двигателя.

Мощность двигателя М-17 при сохранении его литража при переводе на генераторный газ будет равна:

при $\epsilon = 8$

$$N_8 = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{900} = \frac{4,6 \cdot 13,5 \cdot 850}{900} = 58 \text{ л. с.};$$

при $\epsilon = 10$

$$N_{10} = \frac{5 \cdot 13,5 \cdot 850}{900} = 64 \text{ л. с.}$$

Мощность двигателя в первом случае будет снижена на 23%, во втором — на 15%.

Если же при этом учесть, что работа на генераторном газе не совсем стабильна и полученные мощности являются не всегда достижимыми пиками, то практически следует считаться с еще большей потерей мощности, что недопустимо.

Повышение оборотов для компенсации потери мощности против установленных для М-17 также нельзя признать рациональным, так как при переходе с лигроинового на дизельный двигатель это уже было сделано, причем были повышены скорости трактора. Вследствие этого уже сейчас шасси оказалось недостаточно прочным и нуждается в модернизации.

Для компенсации потери мощности остается повысить до

возможных пределов литраж двигателя за счет увеличения диаметра цилиндра. Анализ размеров блока показал, что такое увеличение диаметра возможно с 145 до 155 мм.

В этом случае литраж мотора возрастает: $V_h = 13,5$ л до $V_h = 15,5$ л.

Прежде чем производить подсчеты мощности мотора с увеличенным литражем, необходимо решить, будет ли сохранена старая головка цилиндра М17, а значит и старые размеры клапана.

Следует отметить, что некоторые фирмы при переводе дизельмотора на газогенераторное топливо сохраняют дизельную головку, ставя вместо форкамеры и форсунки специальный стакан, в который ввинчивается свеча, и понижая степень сжатия за счет размера поршня.

Анализ конструкции М-17 показал, что уменьшение размера поршня для понижения степени сжатия до $\epsilon = 8$ при сохранении старой плоской головки цилиндра приводит к совершенно недопустимым соотношениям размеров поршня. Поэтому уменьшение степени сжатия приходится производить за счет введения выемки в головке цилиндра, а значит отказаться от сохранения старой головки. Необходимость замены головки диктуется еще и возможностью этим путем увеличить мощность двигателя на 8 л. с. При новой головке возможно разместить двойное зажигание, что дает, как показали испытания МГ-17, лишних 5 л. с., и увеличить максимально размер клапана, что позволяет снизить скорость в проходе всасывающего клапана до 30 м/сек вместо 40 м/сек (при старом клапане и увеличенном диаметре цилиндра); понижение же скорости газа в клапане дает увеличение P_e (рис. 2) на 0,25 кг/см², чему [соответствует разница мощности в 3,5 л. с.

Таким образом следует признать необходимость замены головки цилиндра, а значит возможность увеличения клапана до максимума.

Конструирование новой головки показало, что диаметр прохода всасывающего клапана можно увеличить до 68 мм, чему соответствует скорость газа

$$C_b = \frac{Hn}{30} \left(\frac{D}{d} \right)^2 = \frac{0,205 \cdot 850}{30} \left(\frac{155}{68} \right)^2 = 30 \text{ м/сек.}$$

Обращаясь к рис. 2 найдем, что такой скорости газа в клапане у лучшего двигателя (Берлиэ) соответствует при $\epsilon = 6,5$, $P_e = 4,5$ м/сек. Интерполируя по рис. 1 эту величину к значениям $\epsilon = 8$ и 10, найдем:

$$P_{e8} = 4,8 \text{ кг/см}^2;$$

$$P_{e10} = 5,2 \text{ кг/см}^2.$$

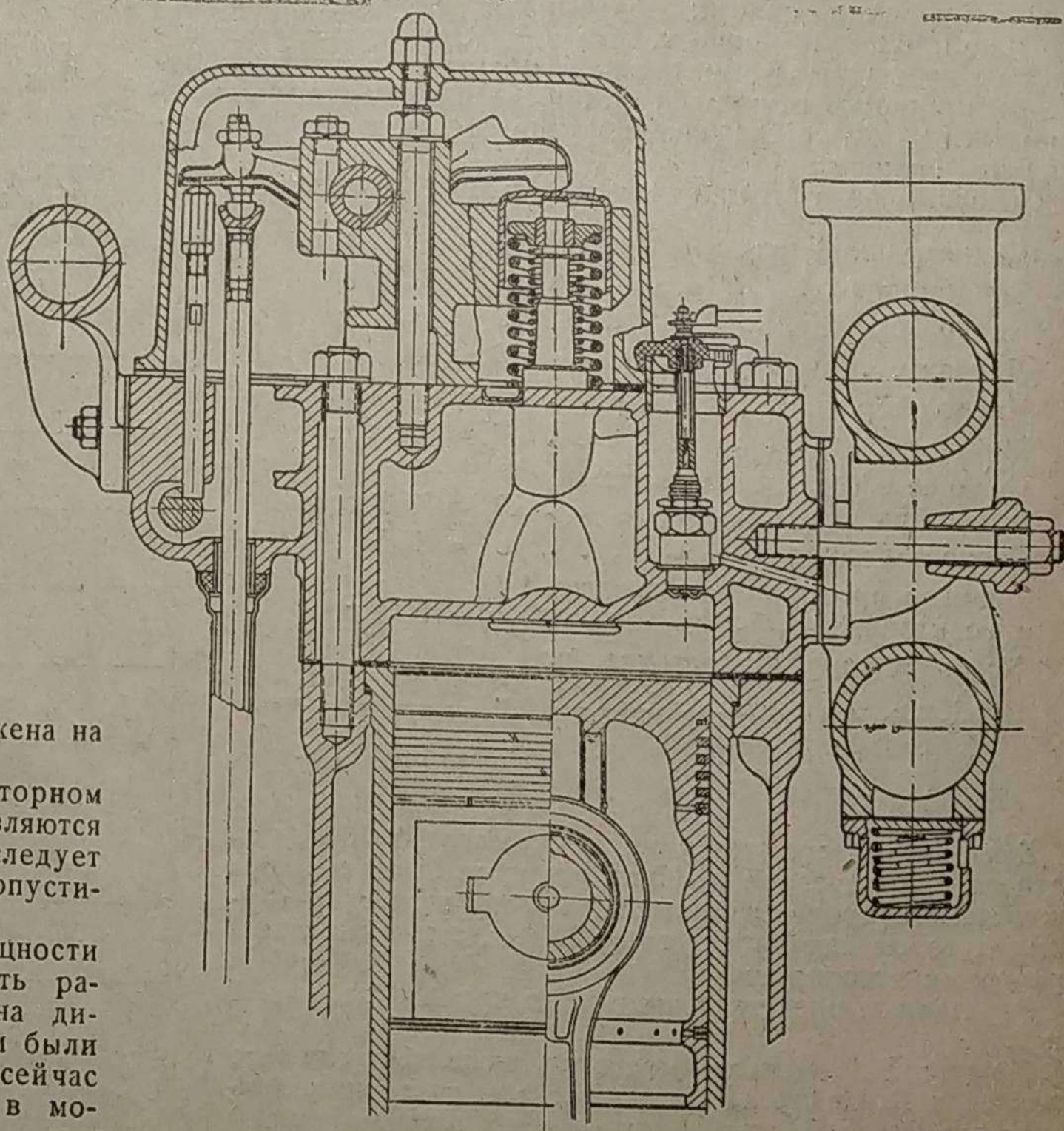


Рис. 3. Поперечный разрез двигателя МГ-17

Этому соответствуют мощности двигателя:

$$N_8 = \frac{15,5 \cdot 4,8 \cdot 850}{900} = 70 \text{ л. с.};$$

$$N_{10} = \frac{15,5 \cdot 5,2 \cdot 850}{900} = 76 \text{ л. с.}$$

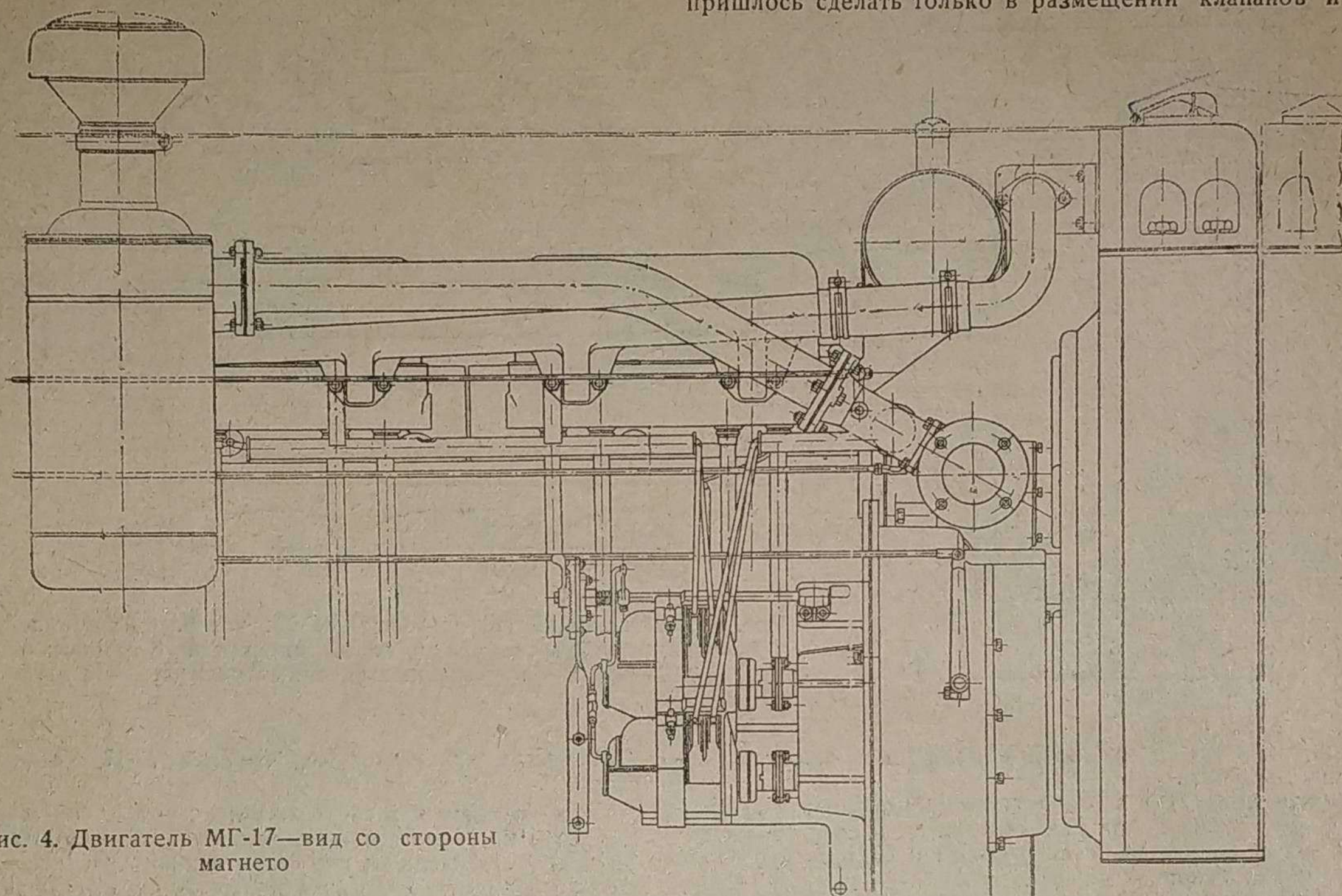


Рис. 4. Двигатель МГ-17—вид со стороны магнето

Таким образом увеличение литража двигателя и изменение головки позволяют рассчитывать на получение незначительной потери мощности при переходе на газогенераторное топливо с возможностью впоследствии при повышении степени сжатия до $\varepsilon = 10$ компенсировать и эту потерю.

II. Головка цилиндра

При значительных размерах диаметра цилиндра и вялом протекании сгорания генераторного газа, в случае наличия одной свечи в головке процесс сгорания занимал бы большой промежуток времени. Благодаря этому индикаторная диаграмма получалась бы неполная и происходило бы недополучение мощности.

На основании этого запроектирована нормальная шатровая головка с двумя свечами, расположенными по возможности так, чтобы путь, проходимый пламенем от свечи до наиболее удаленного места камеры, был минимальным, как показали испытания МГ-17 в лаборатории, второе зажигание действительно увеличивает мощность двигателя на 5 л. с. Разрез головки дан на рис. 3, причем вторая свеча, не попавшая в разрез, находится сбоку двигателя, как видно это на рис. 4.

Так как двойное зажигание усложняет машину и удорожает ее, то параллельно запроектирован вариант камеры, в которой имеется лишь одна свеча, но предусмотрено создание вихрей при подходе поршня к верхней мертвой точке. Возможно, что такое создание вихрей увеличит скорость сгорания газа и второй свечи не потребуется. Эта камера будет проверена в лаборатории параллельно с первой камерой. Приводим объем камеры сжатия:

литраж одного цилиндра

$$V_h^1 = \frac{\pi D^2}{4} H = \frac{\pi \cdot 15,5^2}{4} 20,5 = 3870 \text{ см}^3.$$

При $\varepsilon = 8$, объем камеры сжатия

$$V_{c_8} = \frac{V_h^1}{\varepsilon - 1} = \frac{3870}{7} = 552 \text{ см}^3.$$

При $\varepsilon = 10$ объем камеры сжатия

$$V_{c_{10}} = \frac{3870}{9} = 430 \text{ см}^3.$$

Изменение объема камеры сжатия запроектировано произвести за счет размеров поршня.

При проектировании головки преследовалась цель создать возможно близкую конструкцию с дизельной головкой с таким расчетом, чтобы большая часть операций при обороте могла производиться в общем потоке. Отступление пришлось сделать только в размещении клапанов и распо-

ложить их в МГ-17 в диаметральной сечении цилиндра с целью получения максимального прохода для газов.

При расположении клапанов конструкторы стремились к тому, чтобы между контуром клапана и головки оставались достаточные проходы, с тем чтобы газ не задерживался в этих местах. При принятом расположении головки МГ-17 в наиболее узком месте между головкой всасывающего клапана и контуром камеры сгорания имеется расстояние 9 мм, а у выхлопного клапана 3,5 мм.

Диаметр всасывающего клапана увеличен до 68 мм (вместо 59 мм), что дает условную скорость газа в проходе клапана 30 м/сек. Диаметр выхлопного клапана увеличен до диаметра всасывающего клапана двигателя М-17, т. е. принят равным 59 мм, что дает условную скорость газа равной 40 м/сек.

С изменением расположения клапанов изменяются коромысла клапанов. Отношение плеч коромысел у дизеля М-17 было $78,5:56 = 1,4$. При таком отношении и подъеме кулачка 10,5 мм подъем клапана равнялся $h = 1,4 \cdot 10,5 = 14,6$ мм, что составляет $\frac{14,6}{59} = 0,247$ от диаметра прохода клапана.

Для мотора МГ-17 принято отношение плеч коромысел $98:61 = 1,6$. При сохранении кулачкового вала высота подъема клапана при этом увеличивается до величины $h = 1,6 \cdot 10,5 = 16,8$ мм, так что $\frac{h}{d} = \frac{16,8}{68} = 0,247$ — прежняя величина.

Всасывающие и выхлопные каналы в головке увеличены в соответствии с увеличением размеров клапанов.

Гильза. При увеличении диаметра цилиндра с 145 до 155 мм необходимо для сохранения достаточной жесткости гильзы увеличить и ее наружные контуры.

На рис. 5 дан эскиз гильз, причем верхние размеры относятся к гильзе М-17, нижние — к МГ-17.

Как видно, при этом изменяются посадочные места гильзы в блоке, вследствие чего меняется модель блока (но с тем, однако, что она используется и на МГ-17 и на М-17) и точка в нем под гильзы.

На верхнем торце гильзы сделана выточка А, для того чтобы освободить гильзу от изгибающих моментов при зажатии ее в блоке.

Наличие углубления в головке цилиндра позволило не делать в гильзе выемки для помещения клапанов, как это сделано у гильз дизеля М-17. Материал гильз сохранен

тот же, что для дизеля М-17 — легированный каленый чугун.

Поршень. Днище поршня газового двигателя в отличие от днища поршня дизеля выполнено плоским, так как здесь не нужно согласовывать конфигурацию поршня со струей пламени из форкамеры.

Толщина днища принята $\delta = 26$ мм против $\delta_1 = 24$ мм

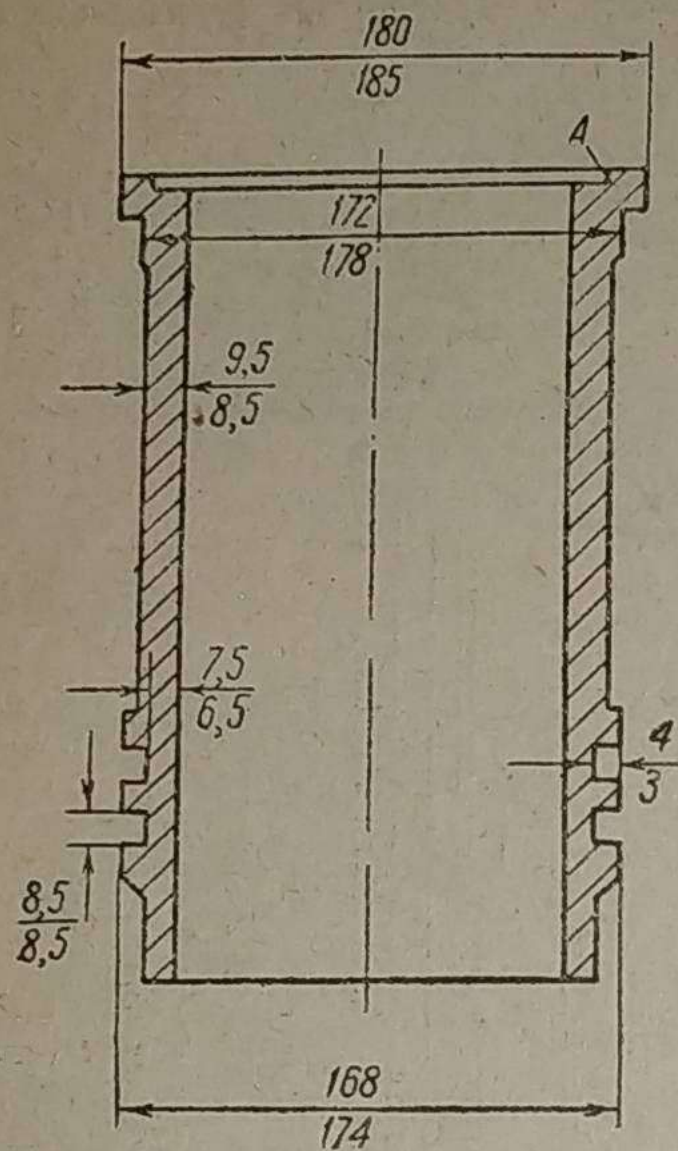


Рис. 5

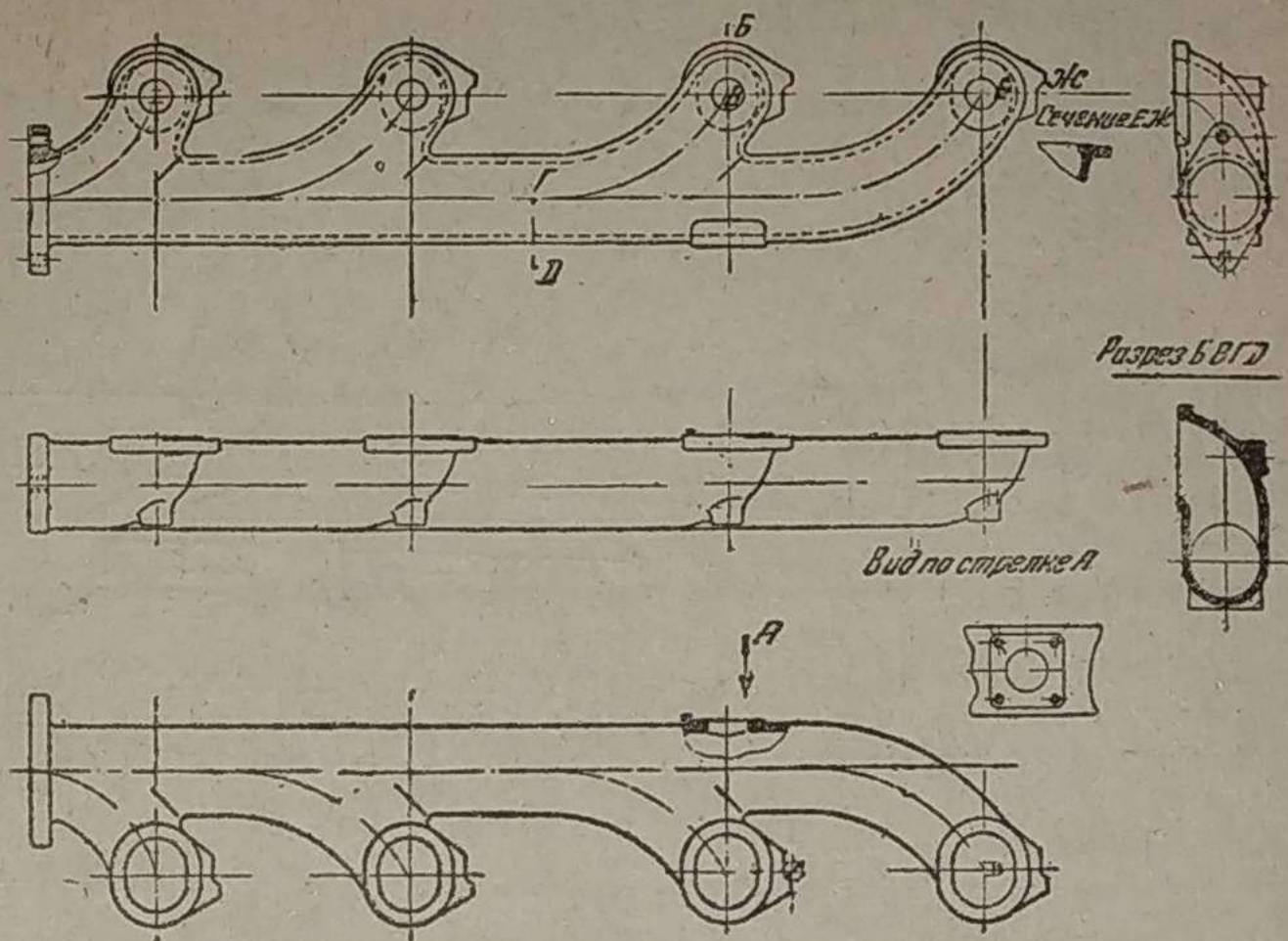


Рис. 6. Всасывающий трубопровод МГ-17: все фланцы крепления к головкам должны лежать в одной плоскости с точностью до $\pm 0,100$ мм. Все неуказанные литейные радиусы 2—3 мм

у дизеля, с тем чтобы отношение толщины к диаметру сохранилось прежним.

В газовом двигателе компрессионных поршневых колец 4 вместо 5 (для дизеля), так как они здесь в силу конфигурации поршня и особенностей процесса находятся в более благоприятных условиях работы.

Высота поршня от центра пальца до днища выбрана на 2 мм меньше, чем у дизеля М-17 (116 вместо 118). Благодаря этому при верхней мертвой точке днище поршня находится на 2,5 мм ниже верхней плоскости блока или, учитывая толщину прокладки головки, на 4 мм ниже плоскости головки. Это сделано для того, чтобы при переходе со степени сжатия $\epsilon = 8$ на $\epsilon = 10$ при неизменной головке цилиндра поршень не входил значительно в камеру сгорания и не ухудшал, таким образом, форму пространства сгорания.

При переходе с $\epsilon = 8$ на $\epsilon = 10$ поршень необходимо удлинить (см. Головка цилиндров, объем камеры сгорания) на:

$$\frac{V_{c_8} - V_{c_{10}}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{552 - 429}{\frac{\pi 15,5^2}{4}} = 6,5 \text{ мм.}$$

Материал поршня тот же, что для М-17 — алюминиевый сплав У.

Палец поршня в соответствии с увеличением диаметра цилиндра на 10 мм увеличен в длине также на 10 мм (с 120 до 130 мм) с сохранением его старого диаметра.

Поршневые кольца имеют ту же высоту, что у дизеля М-17, т. е. компрессионные 4 мм, масляные 5 мм.

Радиальная толщина колец увеличена в соответствии с увеличением диаметра и равна $t = 6$ мм, так что $\frac{D}{t} = 26$.

Радиальное давление на стенку колец равно от 1,1 до 1,6 кг/см².

Материал колец тот же, что у дизеля М-17 — компрессионные кольца из легированного чугуна повышенной твердости

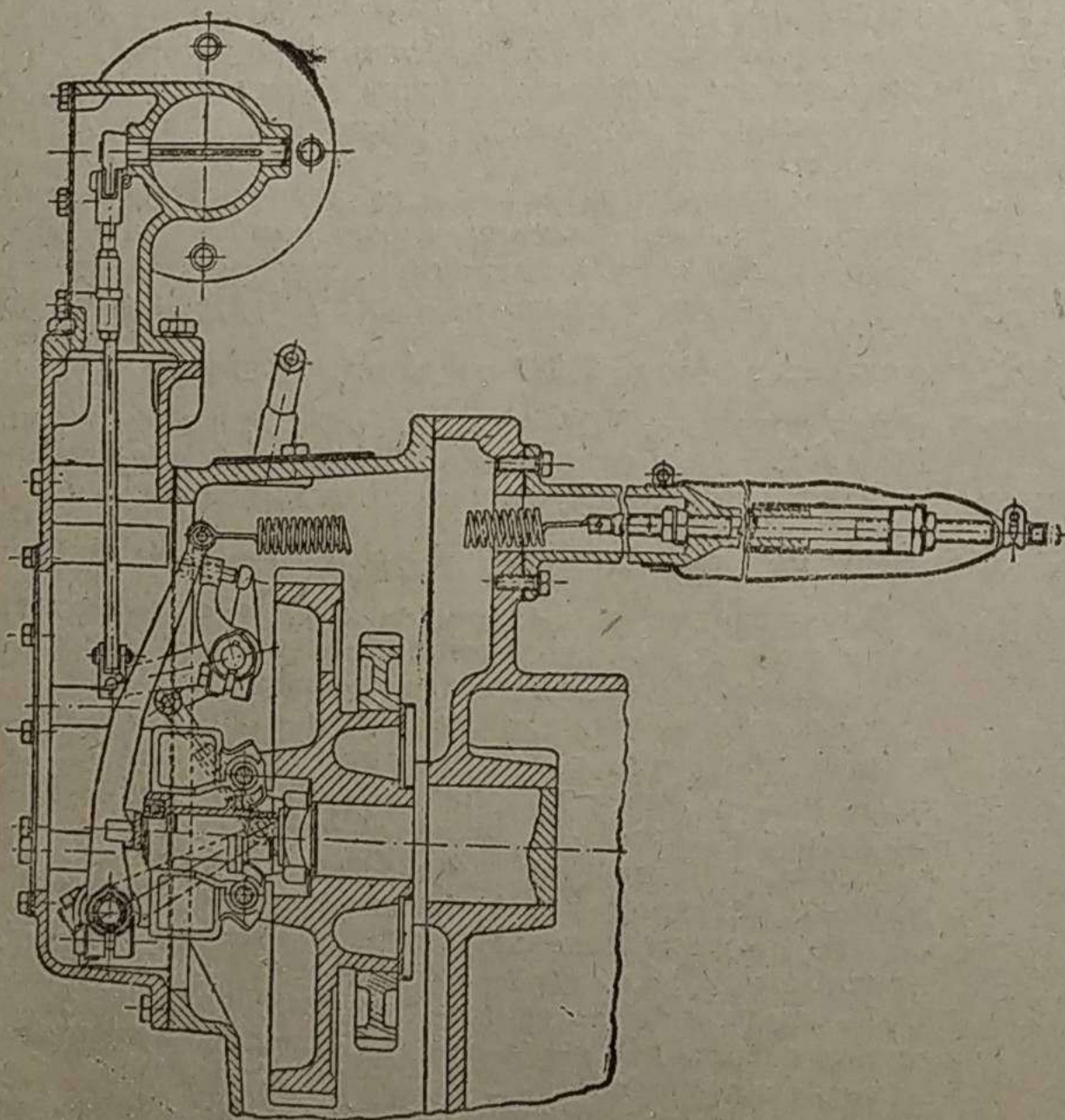
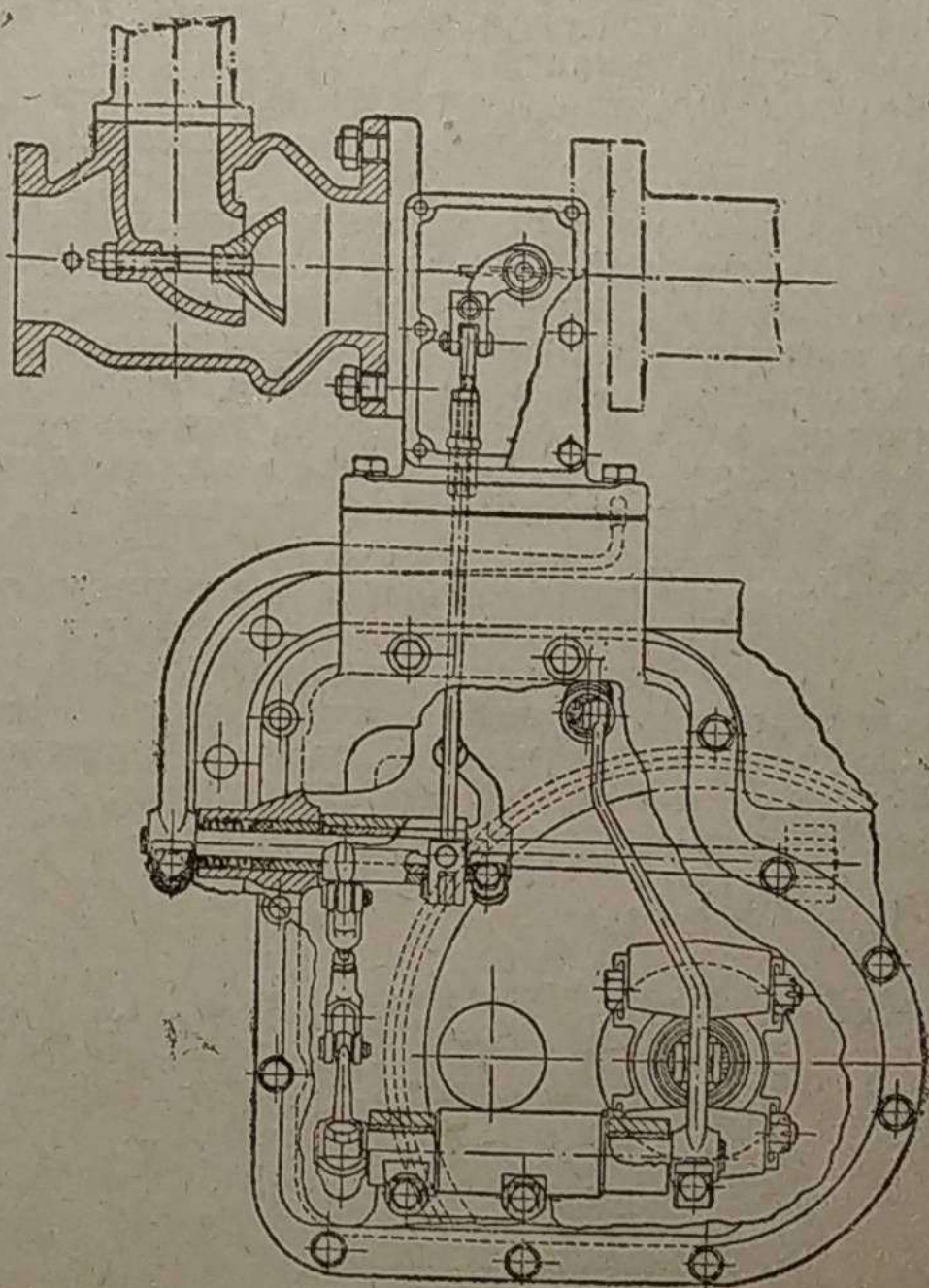


Рис. 7. Регулятор и смеситель двигателя МГ-17



($R_C = 30 - 36$) масляные — из углеродистого чугуна нормальной твердости $R_B = 100 - 103$.

Всасывающий трубопровод газогенераторного двигателя (рис. 6) изменен по сравнению с трубопроводом дизеля, а именно:

а) Сечение проходных отверстий трубопровода увеличено в соответствии с увеличенным диаметром всасывающего клапана.

б) Тип трубопровода оставлен такой же, как у дизеля М-17, т. е. подвод газа делается с одной стороны, и к каждому цилиндру имеется свое колено. Однако с целью уменьшения сопротивления движению газа сопряжения колен с основным трубопроводом сделаны значительно плавнее, чем у М-17. В отличие от дизеля М-17 подвод газа делается спереди двигателя, а не сзади, что связано с общей компоновкой газогенераторной установки на тракторе и удобством расположения смесителя вблизи регулятора, расположенного в передней крышке двигателя.

в) Устранена внутри трубопровода выхлопная труба пускового двигателя, подогревающая воздух при пуске дизеля, так как пуск газогенераторного двигателя такого подогрева не требует.

узкую щель; во втором типе смесителя воздух пронизывает поток газа отдельными струйками. При назначении размеров проходных сечений смесителя были сохранены отношения этих сечений к мощности соответствующих двигателей.

Регулирование. Количество воздуха, подводимого к газу, регулируется вручную воздушной заслонкой, стоящей между воздушным фильтром и смесителем.

Количество газовой смеси, поступающей во всасывающий трубопровод, регулируется положением дроссельной заслонки, находящейся под воздействием регулятора. Схема регулятора (рис. 7) и все основные его детали оставлены без изменения по сравнению с таковыми дизеля. Система рычагов, передающих движение от регулятора к заслонке, спроектирована вновь. Дроссельная заслонка смеси расположена за смесителем в отливке, ставящейся на переднюю стенку двигателя.

Распределение. Фазы распределения дизеля М-17 таковы:

Всасывание	открытие	20° до в. м. т.
	закрытие	20° после н. м. т.
Выхлоп	открытие	50° до н. м. т.
	закрытие	16° после в. м. т.

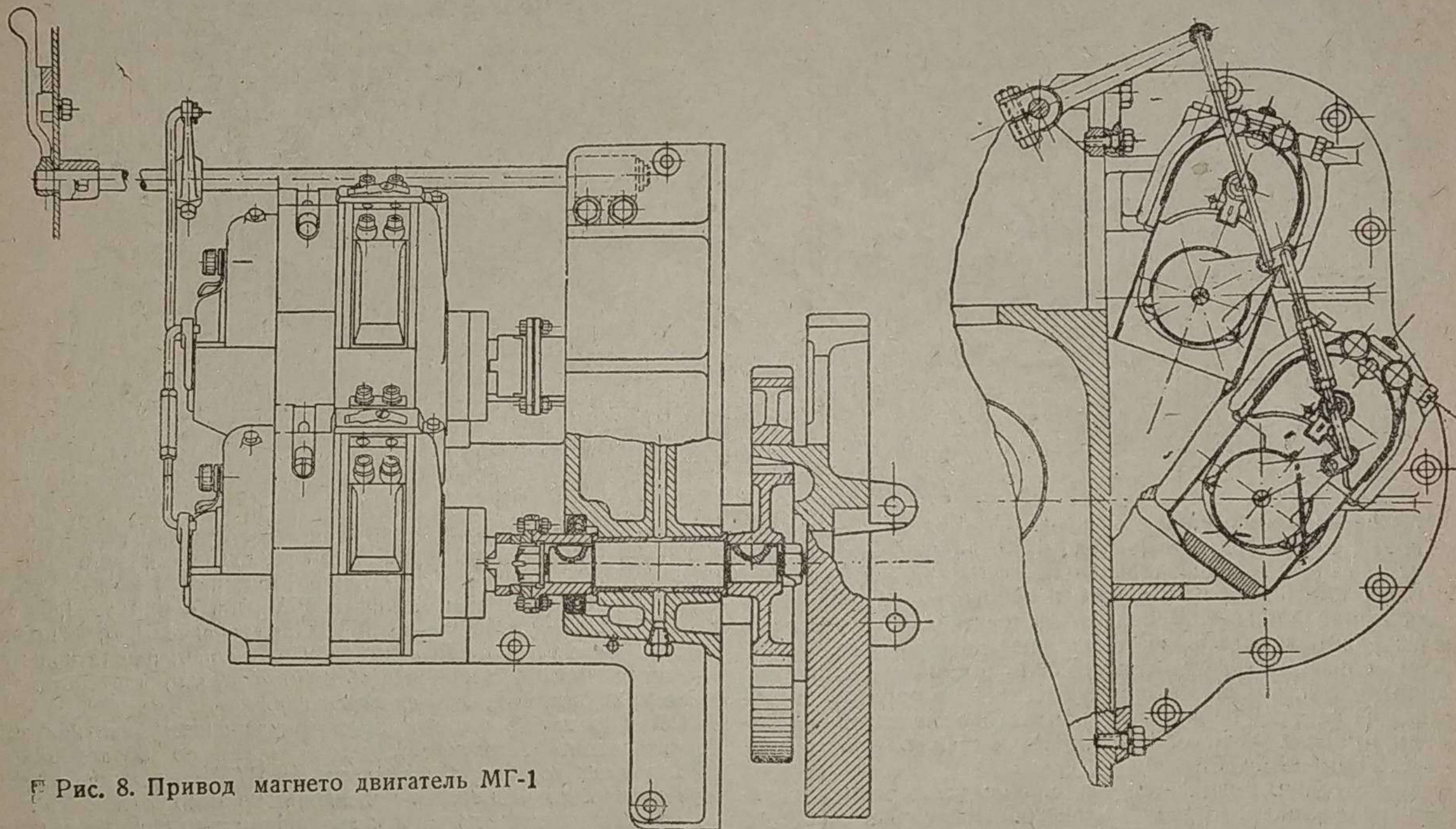


Рис. 8. Привод магнето двигатель МГ-1

При выборе типа трубопровода был обследован вопрос о возможности и целесообразности применения трубопровода с центральным подводом газа и симметричным его распределением по цилиндрам.

Обследование показало, что при четырех цилиндрах двигателя и принятых фазах распределения перекрытия всасывающих клапанов отдельных цилиндров незначительны, и ожидать ухудшения мощности двигателя из-за неравномерного наполнения цилиндров в данном случае не следует.

Кроме того, расположить трубопровод с симметричным подводом газа из центра было бы затруднительно и потребовало бы дополнительных изменений в конструкции двигателя.

На всасывающем трубопроводе поставлен предохранительный на случай взрыва клапан по образцу двигателя Дейтц.

Смеситель. При выборе типа смесителя были учтены неоднократно высказывавшиеся в литературе мнения (см., например, работы Finkbeiner), что тип смесителя играет существенную роль в получении максимальной мощности. Однако по проведенным в НАТИ опытам сколько-нибудь заметного изменения мощности двигателя при переходе с одного типа смесителя на другой не удавалось обнаружить.

Для первых серий двигателя принят смеситель, показанный на рис. 7.

Здесь воздух подводится в центре потока газа через

В качестве первого самого простого варианта для газогенераторного двигателя приняты те же фазы распределения, с тем чтобы можно было сохранить без изменения распределительный вал.

Однако можно предположить, что данные фазы не являются лучшими.

Во-первых, очень велико перекрытие всасывающего и выхлопного клапанов — 36°, между тем во всасывающем трубопроводе генераторного двигателя царит разрежение в 500—100 мм вод. ст. Следовательно, есть основание полагать, что может установиться значительный поток продуктов сгорания во всасывающий трубопровод, что загрязнит смесь и ухудшит наполнение.

Во-вторых, 20° запаздывания закрытия всасывающего клапана вряд ли позволят использовать инерцию смеси для лучшего заполнения цилиндра.

На этих основаниях запроектирован вариант нового распределительного валика, который при тех же подъемах клапана, что и в первом варианте, дает такие фазы распределения:

Всасывание	открытие	5° до в. м. т.
	закрытие	35° после н. м. т.
Выхлоп	открытие	50° до н. м. т.
	закрытие	10° после в. м. т.

Этот вариант распределительного вала пока еще не испытан.

Из деталей распределительного механизма, кроме упомянутых выше изменений клапана и коромысел, пришлось изменить стойки валика коромысел в соответствии с новым расположением клапанов на головке и усилить штанги толкателя, так как штанги с сечением, как у дизеля М-17, давая запас прочности по расчету на статическое приложение сил 1,5, в работе прогибались.

Магнето. На двигателе МГ-17 приняты мощные магнето Электроставы БС4.

Собой пуска занимает всего несколько минут, поэтому такой способ пуска с точки зрения нагрузки пускового моторчика допустим.

Однако существует другое опасение: просасывание основным двигателем холодного газа при розжиге может привести к засмолению его. Это обстоятельство до настоящего времени полностью опытным путем не обследовано, и насколько основательны опасения, сейчас сказать нельзя.

Поэтому для избежания засмоления двигателя при пуске запроектирован второй вариант пуска, подлежащий проверке, схема которого показана на рис. 9.

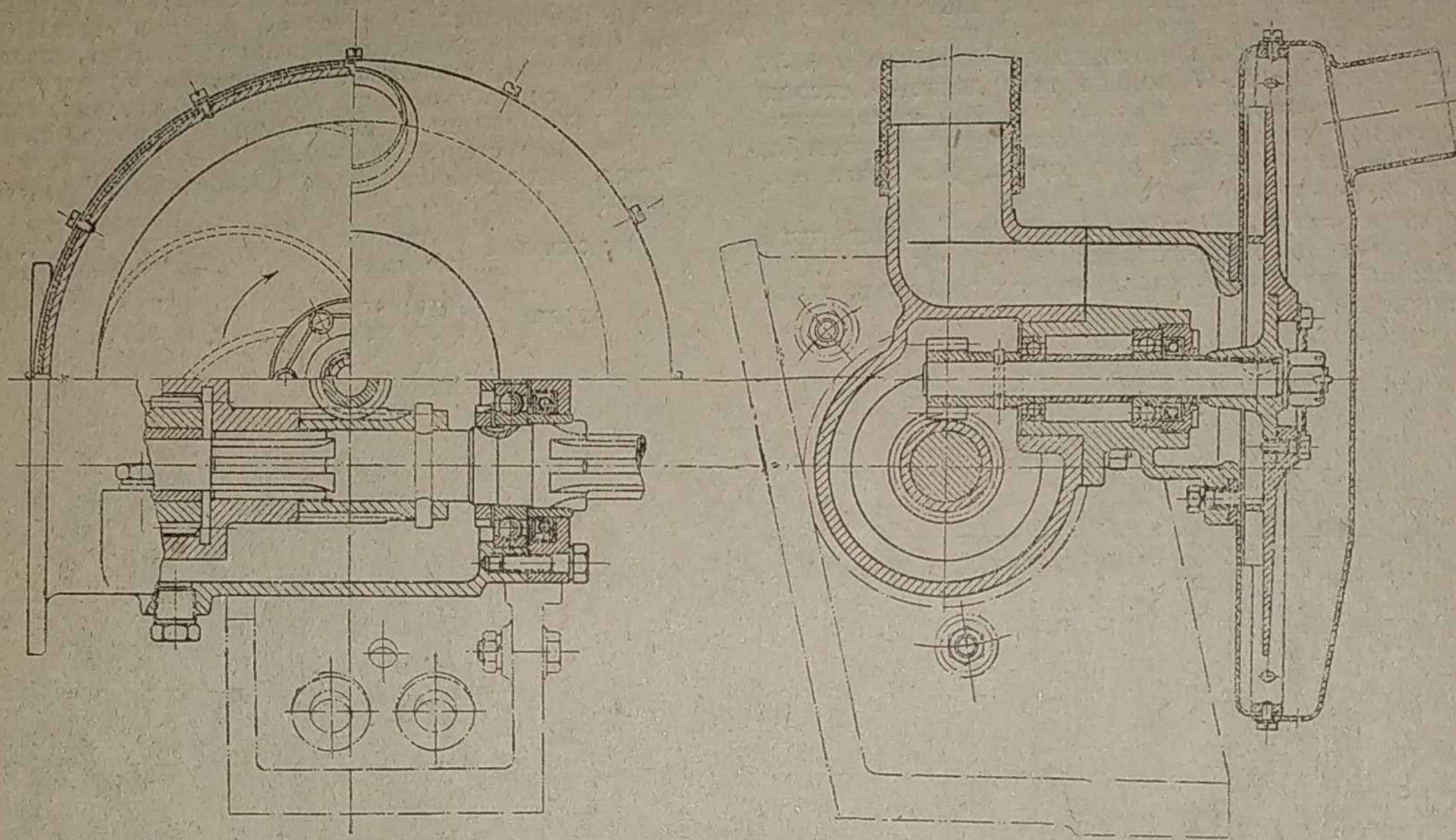


Рис. 9. Привод вентилятора для розжига

При разработке привода к магнето ставилось требование минимума переделок; кроме того, было поставлено условие, чтобы оба магнето вращались в одну сторону и чтобы не требовалось иметь магнето правого и левого вращения.

Для привода магнето использована шестерня, напрессованная на распределительную шестерню дизеля (рис. 7 и 8). Таким образом удается использовать штамповку этой шестерни дизеля, но вместо нарезки на ней второго обода выполняется заточка, на которую и напрессовывается обод шестерни привода магнето. Она имеет 78 зубьев при модуле $m = 3,25$ (прямой зуб).

Эта шестерня сцепляется (рис. 8) с шестернями, сидящими на валиках привода магнето. Последние шестерни имеют 39 зубьев, так что, как и требуется, магнето вращаются со скоростью коленчатого вала. Установлены оба магнето на одном и том же мостике, ставящемся на место топливного насоса дизельмотора.

Установка магнето с целью синхронизации их работы производится нормальными муфточками с различным количеством отверстий на них, что дает возможность устанавливать момент зажигания с точностью $2,5^\circ$.

Подшипники валиков привода магнето смазываются под давлением и уплотнены сальниками с кожаными манжетами.

Пуск двигателя МГ-17 запроектирован в двух вариантах.

Первый из них не требует никаких дополнительных переделок и заключается в том, что имеющимся пусковым двигателем проворачивается основной двигатель, с помощью которого просасывается воздух через генератор. Таким образом производится розжиг генератора, и когда газ подготовлен, включается зажигание основного двигателя, и он пускается.

Розжиг генератора, как указывали предварительные расчеты и подтвердил непосредственный опыт, при таком спо-

Между муфтой сцепления пускового двигателя и бендиксом введен привод винтовой парой шестерен к вентилятору, отсасывающему воздух от генератора при розжиге. Вентилятор запроектирован с числом оборотов в минуту 3600 при 2400 об/мин пускового мотора. Окружная скорость крыльчатки вентилятора при этом равна 50 м/сек; расчетная производительность вентилятора около $2 \text{ м}^3/\text{мин}$, что составляет около 30 л/мин на 1 л. с. двигателя.

Именно такой порядок производительности вентиляторов для розжига газогенераторов оказался по обследованиям импортных установок, полученных в НАТИ, и должен обеспечивать розжиг генератора в несколько минут.

При наличии на пусковом моторчике вентилятора для розжига порядок пуска должен быть следующий.

Пусковой двигатель пускается при расцепленном бендиксе, так что вращается лишь вентилятор, производящий розжиг генератора, основной же двигатель не проворачивается.

После того как газ готов, муфта сцепления пускового моторчика разобщается, вводится в сцепление шестерня бендикса и обычным образом производится проворачивание основного двигателя пусковым с помощью включения муфты сцепления пускового двигателя.

Нужно при этом обратить внимание, что и при проворачивании основного двигателя ротор вентилятора продолжает вращаться, поэтому, чтобы газ от всасывающей трубы двигателя не отсасывался в вентилятор, они должны быть разобщены с помощью имеющейся между вентилятором и смесителем заслонки.

Так как вентилятор даже при отсасывании должен потреблять мощность, не превышающую 1 л. с., а при закрытой заслонке и того меньше, то отбор мощности на вентилятор на способности пускового моторчика проверять основной двигатель практически не скажется.