

-2094

6 р. 40 к.

Я $\frac{136}{257}$

ДИ

2017070255



ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
И ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ
УСТАНОВКИ

30



МАШГИЗ

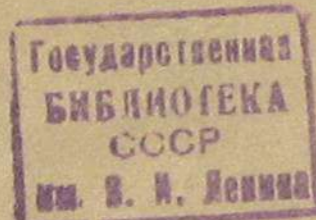
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА
Ленинград, ул. Дзержинского, 10

МАШГИЗ • 1956

В сборнике помещены работы ЦНИДИ, посвященные исследованию опытного четырехтактного двигателя Ч 18/22 мощностью 25 л. с., работающего на дизельном и газообразном топливе.

Приведены результаты экспериментальной работы по изучению обратных вспышек в газовом двигателе. Изложены материалы теплотехнического исследования двухзонной газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16, работающей на торфе (вопросы термической подготовки топлива, характеристика работы зон, материальный и тепловой баланс).

Сборник предназначен для инженерно-технических и научных работников, конструкторских бюро, лабораторий заводов и сотрудников НИИ, а также для организаций, эксплуатирующих двигатели внутреннего сгорания и газомоторные установки.



57-4469

70

Редколлегия:

Н. А. Андреевский, Л. Я. Волчок, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллеров,
А. А. Коробцов, М. И. Левин, М. Д. Никитин

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА

Редакция литературы по конструированию
и эксплуатации машин

Заведующий редакцией инж. Ф. И. Фетисов



2017070255



И. С. Шилов, Н. А. Андреевский

ДВИГАТЕЛЬ ЦНИДИ Ч 18/22 ШИРОКОГО НАРОДНОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ¹

Статья посвящена работам ЦНИДИ по созданию опытного отсека и доводке рабочего процесса дизеля с цилиндровой мощностью 25 л. с., предназначенного для замены калоризаторных двигателей и для удовлетворения потребности речного флота, рыбной промышленности, морского флота и сельского хозяйства в двигателях мощностью 25 ÷ 150 л. с. в агрегате.

I. ВВЕДЕНИЕ

Народное хозяйство Советского Союза нуждается в большом количестве простых и надежных дизелей малой и средней мощности. Отсутствие на отечественном техническом рынке достаточно современных и экономичных двигателей этого типа вынудило потребителей организовать на своих заводах производство калоризаторных двигателей (нефтянок).

В настоящее время калоризаторные двигатели производятся более чем на 15-ти заводах. Годовой выпуск их составляет около 300 тыс. л. с.

Эти «нефтянки» имеют удельный расход топлива 280 ÷ ÷ 350 г/э. л. с.-час, в сравнении с 200—230 г/э. л. с.-час для дизелей аналогичной мощности, и эксплуатация их связана с крупным перерасходом жидкого топлива.

Кроме того, вес калоризаторных двигателей на 1 л. с. составляет 30—50 кг; переход на дизели с весом на 1 л. с. в 20—25 кг даст значительную экономию металла.

Перевод калоризаторных двигателей на газообразное топливо является еще нерешенной задачей. Поэтому использование их ограничивает возможность реализовать указания Правительства относительно экономии жидкого топлива и перевода максимального количества двигателей на местные дешевые сорта топлива (естественный газ и продукты газификации твердого топлива).

¹ Авторы статьи считают долгом поблагодарить начальника конструкторского бюро ЦНИДИ канд. техн. наук Н. Н. Иванченко за постоянное руководство ходом проектирования и экспериментов, а также участников работы гг. А. М. Чебан, Н. В. Корсакова, А. Ф. Еремеева, З. М. Минкина, М. М. Тазьбу, М. А. Лаврову, С. А. Демидова, А. Г. Журавлева и В. А. Холодилова.

Предэскизная проработка вариантов дизеля, предназначенного для замены калоризаторных двигателей, показала, что для работы на жидком топливе наиболее простым является двухтактный дизель с кривошипно-камерной продувкой. В одноцилиндровом и двухцилиндровом исполнении такой двигатель по простоте конструкции может успешно конкурировать не только с дизелями других типов, но и с калоризаторными двигателями.

В случае перевода на газообразное топливо двигатель с кривошипно-камерной продувкой потребует значительного усложнения и окажется менее надежным, чем четырехтактный двигатель. Поэтому он может быть рекомендован исключительно для работы на жидком топливе.

Двухтактные двигатели с продувочными насосами оказываются по сложности конструкции аналогичными четырехтактным двигателям, особенно в одноцилиндровом и двухцилиндровом исполнении. Перевод же их на газ более затруднителен, чем четырехтактных дизелей.

Перечисленные соображения, а также наличие в народном хозяйстве широкого круга работников, знакомых с четырехтактными двигателями (в основном тракторными) привели к выводу о целесообразности создания для указанных выше потребителей в первую очередь четырехтактного двигателя. К тому же четырехтактный двигатель легче развивается в ряд по числу цилиндров.

Одноцилиндровая модель двигателя должна быть наиболее простой и ради этого может по компоновке отличаться от остальных представителей ряда.

Потребность народного хозяйства в двигателях мощностью 25 л. с. в цилиндре ориентировочно может быть оценена в 450 тыс. л. с. в течение каждого года пятилетия 1956—1960 гг. Основные потребители: сельское хозяйство, рыболовный и речной флот, морской флот (вспомогательные двигатели), местная промышленность.

Таким образом, размер серии при выпуске дизелей мощностью 25 л. с. в цилиндре обеспечивает возможность организации поточного производства с использованием современной технологии.

Следующие технические условия были сформулированы перед началом проектирования:

1. Дизель должен удовлетворять потребности народного хозяйства в двигателях мощностью от 25 до 150 л. с., включая потребность в одноцилиндровых калоризаторных двигателях.

2. Номинальная мощность в одном цилиндре — 25 л. с.

3. Номинальное число оборотов — 750 об/мин.

4. Конструкция двигателя должна предусматривать возможность перевода на газообразное топливо с минимальной заменой деталей.

5. Должна быть предусмотрена возможность отбора до 50% номинальной мощности с переднего конца вала.

6. Двигатель должен работать на дизельном топливе и на топливе M_3 .

7. Двигатель не должен требовать высокосортного смазочного масла.

8. Головки цилиндров должны быть индивидуальными для каждого цилиндра.

9. Пуск двигателя — воздушный.

10. Система охлаждения — водяная, циркуляционная.

11. Регулятор — всережимный, прямого действия.

12. Срок работы двигателя до первой переборки — не менее 3000 час., до капитального ремонта — не менее 10 000 час.

В соответствии с этими техническими условиями были выбраны основные параметры двигателя:

Диаметр цилиндра	180 мм
Ход поршня	220 мм
Отношение хода к диаметру	1,22 мм
Средняя скорость поршня	5,5 м/сек
Среднее эффективное давление	5,4 кг/см ²

Выбранные параметры двигателя соответствуют ГОСТ 4393—48.

По средней скорости поршня двигатель относится к группе тихоходных, что должно благоприятно сказаться на его моторесурсе.

Среднее эффективное давление находится в пределах, обычных для современных двигателей рассматриваемого класса и допускает дальнейшую форсировку путем наддува, без чрезмерного перенапряжения двигателя.

Выборанное отношение хода поршня к его диаметру обеспечивает невысокую скорость поршня, уменьшает высоту и кубатуру двигателя, что особенно важно при использовании его в качестве судового.

Для отработки рабочего процесса и проверки надежности отдельных узлов был спроектирован, изготовлен и подвергнут испытаниям опытный отсек двигателя, описание которого приводится ниже.

2. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОПЫТНОГО ОТСЕКА

Опытный отсек включает все основные узлы серийного одноцилиндрового двигателя, обеспечивая одновременно удобство ведения экспериментов по отладке рабочего процесса и по достижению надежной службы отдельных агрегатов и узлов двигателя. Поэтому опытный отсек предусматривает возможность изменения фаз газораспределения (по продолжительности и началу открытия клапанов), степени сжатия, угла опережения подачи топлива и формы камеры сгорания (путем замены специальных вставок поршня). Кроме того, конструкция опытного отсека облегчала изготовление его в кратчайший срок, не требуя для этой цели узко специализированного оборудования или технологических приемов, доступных только при серийном производстве.

При переходе от опытного отсека к головному образцу серийного двигателя, конструкция последнего должна существенно упроститься.

На фиг. 1 представлен продольный разрез опытного отсека двигателя Ч 18/22.

Картер — сварной, из листовой стали, с туннельной расточкой для размещения коленчатого вала и его подшипников. Поперечные стенки картера несут постели для роликовых подшипников коленчатого вала и шариковых подшипников распределительного вала. На передней торцевой крышке картера установлены: регулятор, водяной и масляный насосы, приемный фильтр для масла.

Сварная рубашка рабочего цилиндра центрируется пояском на верхней плоскости картера; в рубашку вставляется мокрая чугунная втулка рабочего цилиндра. Между рубашкой и втулкой могут быть установлены проставки для изменения степени сжатия.

Крышка цилиндра также сварная, имеет один впускной и один выхлопной клапаны. Для установки форсунки предусмотрены два гнезда: вертикальное (со смещением от оси цилиндра на 10 мм) и боковое, под углом в 10° к горизонтали.

В крышке установлены пусковой и декомпрессионный клапаны.

Крышка цилиндра и рубашка цилиндра крепятся к картеру четырьмя анкерными болтами. Анкерные болты имеют между крышкой и рубашкой цилиндра буртик, благодаря которому можно за верхний квадрат анкерного болта произвести крепление рубашки цилиндра к картеру, а затем верхней гайкой крепить крышку к рубашке цилиндра.

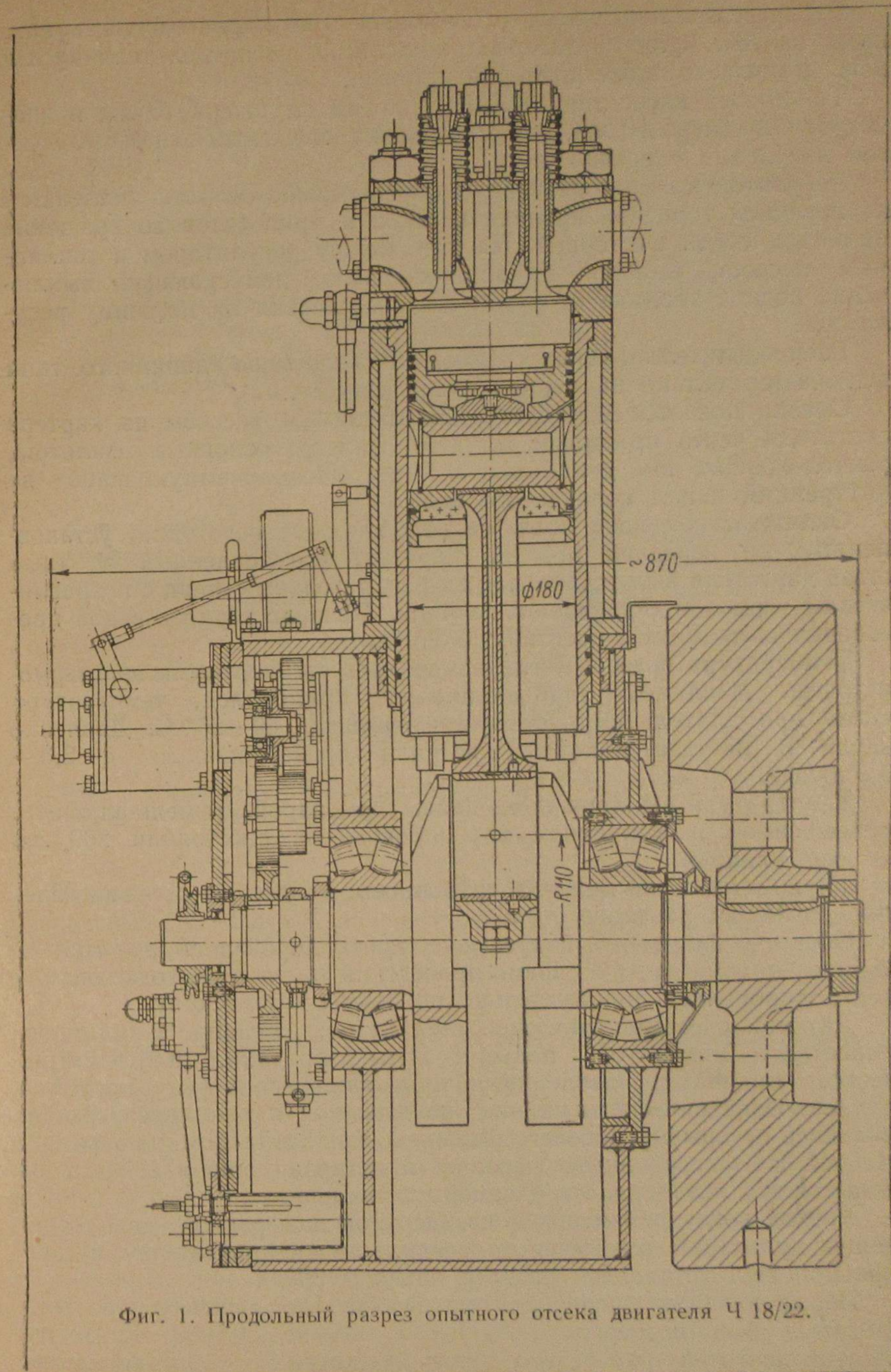
Кроме четырех анкерных болтов крышка цилиндра крепится к рубашке еще тремя болтами. Это крепление предназначено для облегчения операции изменения степени сжатия.

Для изменения степени сжатия отворачивают верхние гайки анкерных болтов и за верхний квадрат вывинчивают анкерные болты; они действуют как домкраты, поднимая своими буртами рубашку вместе с крышкой цилиндра и создавая зазор между картером и рубашкой для установки разрезной мерной проставки.

Коленчатый вал — стальной, со съемными противовесами на обеих щеках. Коренными опорами служат два сферических роликоподшипника. Мотылевая шейка полая, с заглушками по торцам. Передний конец коленчатого вала несет маслоприемную шайбу и шестерню для передачи к распределительному валу и вспомогательным агрегатам двигателя.

Верхняя головка шатуна имеет запрессованную бронзовую втулку для плавающего поршневого пальца. Вкладыш мотылевого подшипника стальной, залит баббитом.

Поршень — литой, чугунный. Для экспериментальных целей выполнен со съемным верхним днищем (вставкой поршня). 4 компрессионных и 2 сдвоенных маслосъемных кольца (одно выше поршневого пальца и одно — ниже его) имеют прямые замки.



Фиг. 1. Продольный разрез опытного отсека двигателя Ч 18/22.

Распределительный вал, установленный на шарикоподшипниках, несет на себе кулачки газораспределения и распределителя пускового воздуха, а также шестерни привода.

Топливный насос типа ККАЗ, с ходом плунжера 10 мм и диаметром плунжера 10 мм, с собственным кулачковым валом и с муфтой изменения опережения.

Регулятор прямого действия, всережимный. Он устанавливается на передней торцевой крышке картера и приводится во вращение цилиндрической шестерней. На тяге между регулятором и топливным насосом имеется пружинное звено, допускающее выключение подачи топлива от руки, без воздействия на пружину регулятора.

Распределитель пускового воздуха кулачково-клапанного типа включается только на период пуска двигателя.

Смазка подается шестеренчатым масляным насосом из картера двигателя через приемный сетчатый фильтр, основные фильтры, расположенные вне двигателя, и через маслоприемную шайбу во внутренний канал коленчатого вала.

Охлаждающая вода подается насосом вихревого типа, установленным на передней крышке картера. Изготовленный опытный отсек двигателя был установлен на испытательный стенд с гидравлическим тормозом «Юнкерс» типа 4ЕК. Питание тормоза водой производилось из бака с постоянным уровнем.

Температура воды и масла измерялась стандартными аэротермометрами. Масляный холодильник не применялся, температура масла при длительной работе не превышала 60—65° С. Давление масла в нагнетательной магистрали поддерживалось в 2,5—3,0 кг/см².

Температура выхлопа измерялась термопарой хромель-алюмель, размещенной в выпускном трубопроводе на расстоянии 200 мм от оси клапана.

Глушитель и выхлопной трубопровод создавали противодействие до 35 мм ртутного столба.

Обороты двигателя непрерывно контролировались по стационарному тахометру, а во время проведения замеров расхода топлива контролировались дополнительно по ручному тахоскопу.

Датчики пьезоэлектрического индикатора давления в цилиндре, емкостного индикатора подъема иглы форсунки, пьезоэлектрического индикатора давления в топливопроводе перед форсункой и пневмоэлектрического индикатора давления в цилиндре устанавливались на крышке рабочего цилиндра, как это показано на фиг. 2. На той же фигуре видно выполнение вставки поршня с одной из испытанных разновидностей камеры в поршне.

Расход воздуха измерялся стандартной диафрагмой; для устранения пульсаций всасываемого воздуха между двигателем и диафрагмой был установлен ресивер объемом 960 л.

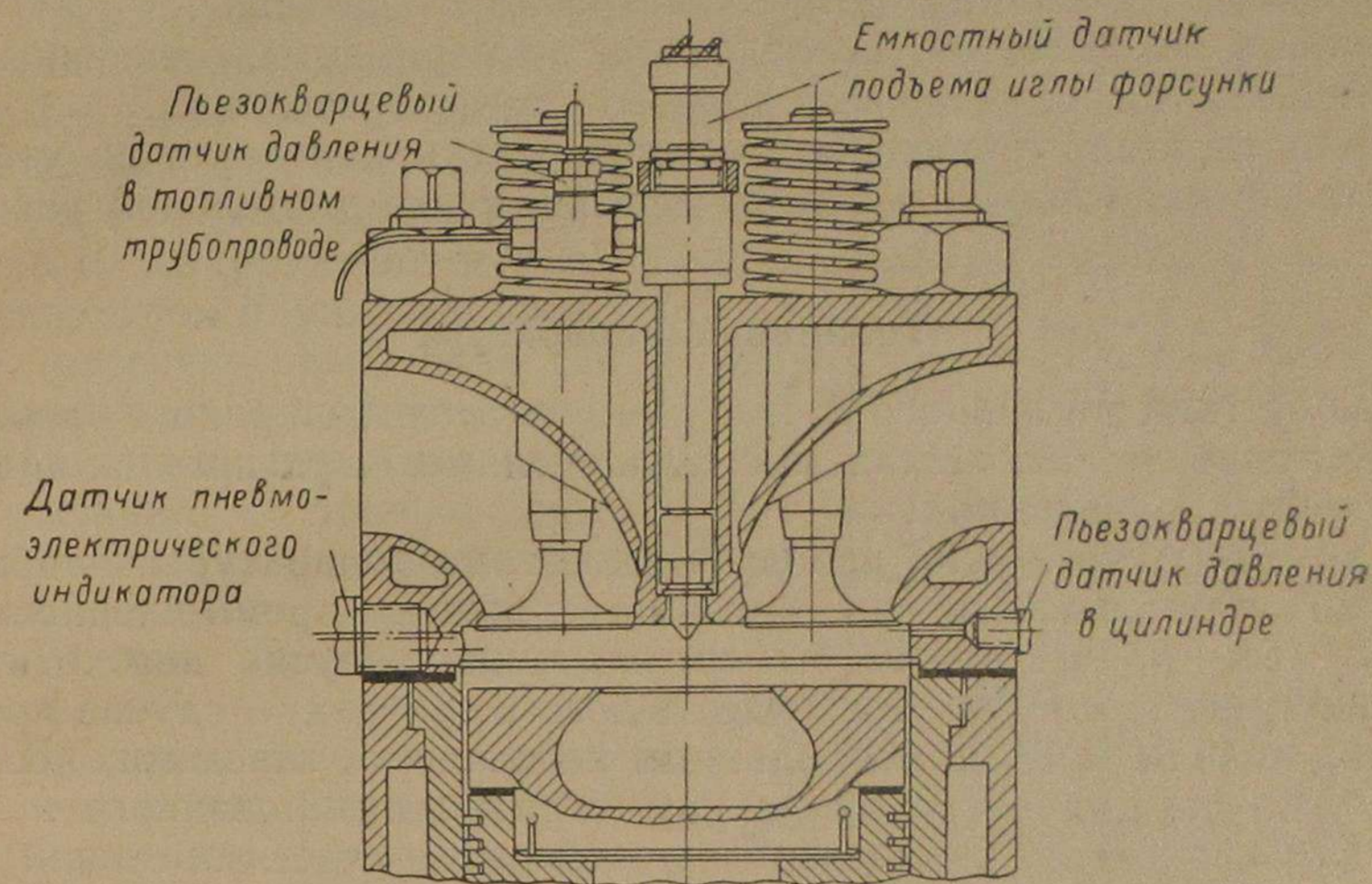
Перед началом экспериментов по отладке рабочего процесса двигатель был подвергнут обкатке в течение 50 час. К концу обкатки двигатель работал со степенью сжатия $\epsilon = 13,5$; геометри-

ческое опережение подачи топлива 25° до ВМТ. Фазы газораспределения:

а) впуск — открытие клапана 11° до ВМТ, закрытие через 29° после НМТ;

б) выпуск — открытие клапана 29° до НМТ, закрытие через 9° после ВМТ.

Камера сгорания — в поршне, центрально расположенная (табл. 4, камера 1).



Фиг. 2. Расположение датчиков применявшихся индикаторов в крышке рабочего цилиндра.

При этом двигатель на режиме номинальных оборотов и нагрузки расходовал 190—200 г/э. л. с.-час; температура отработавших газов равнялась 420 ÷ 425° С, на дробных нагрузках наблюдался дымный выхлоп.

3. ОТЛАДКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НА ОПЫТНОМ ОТСЕКЕ ДВИГАТЕЛЯ

Благоприятные результаты, полученные в ЦНИДИ и в других организациях при использовании камер в поршне для дизелей с размерами цилиндра как меньшими, чем у двигателя Ч 18/22, так и с большими, предрешили вопрос о выборе именно этого типа камеры сгорания для народнохозяйственного двигателя. Правильно подобранные камеры в поршне обеспечивают высокую экономичность наряду с приемлемыми максимальным давлением сгорания и скоростью нарастания давления при сгорании.

Основным вопросом при доводке подобных камер является согласование формы и энергии струй распыленного топлива и формы камеры сгорания. Поэтому отладка рабочего процесса была начата

с подбора продолжительности и фаз топливоподачи, а также сечения, числа и направления сопловых отверстий. Этот подбор осуществлялся с камерой в поршне, размеры и форма которой были определены на базе ранее проведенных исследований.

Затем, после работ с топливной аппаратурой, были найдены благоприятные фазы открытия клапанов газораспределения. Определение механического коэффициента полезного действия позволило определить степень совершенства полученного рабочего процесса, независимо от величины потерь на трение в двигателе.

Только после этого последовали эксперименты, связанные с дополнительным улучшением процесса смесеобразования.

Наконец, была проведена проверка работы двигателя на утяжеленных сортах топлива и осмотр деталей после длительной работы.

Топливная аппаратура

Выбор типа топливного насоса для двигателей широкого народнохозяйственного назначения мог быть сделан в двух принципиально отличных направлениях.

Во-первых, возможно использование типа аппаратуры, наиболее широко применяемого и освоенного нашей промышленностью. Такое решение облегчило бы организацию выпуска необходимых форсунок и насосов на уже существующих заводах; в случае производства дизеля Ч 18/22 несколькими небольшими заводами, последние могли бы получать аппаратуру от специализированного производства. Снабжение запасными и сменными частями топливной аппаратуры эксплуатируемого парка двигателей в этом случае также упростилось бы.

В качестве такой распространенной и освоенной топливной аппаратуры может быть выбран прежде всего топливный насос типа ККАЗ. Однако, этот тип топливного насоса обладает и недостатками, с точки зрения потребностей народнохозяйственного двигателя. Топливные насосы с плунжером-золотником не очень долговечны, так как в них уплотнение топлива при высоком давлении осуществляется узкой полоской рабочей поверхности плунжера, перекрывающей распределительное окно; через зазор у этой полоски просачивается топливо при высоком перепаде давления, что приводит к повышенному местному износу рабочих поверхностей плунжера и втулки. Кроме того, насосы типа ККАЗ плохо приспособлены для отмеривания малых порций топлива во многоцилиндровом двигателе, работающем по газожидкостному циклу. В отношении же дизелей Ч 18/22 техническими условиями на проектирование и нуждами потребителей (в первую очередь речного флота) предусматривается выпуск четырех- и шестицилиндровых двигателей, с обязательной возможностью перехода их на газ по газожидкостному циклу.

Во-вторых, возможна разработка нового типа аппаратуры, не обладающего недостатками наиболее распространенной и освоенной аппаратуры; однако в этом случае потребовалось бы заново

организовать производство такой аппаратуры и снабжение ею эксплуатирующих организаций и заводов, выпускающих двигатели Ч 18/22.

С точки зрения организации производства нового двигателя, первый путь обладает некоторыми преимуществами и был избран в качестве основного. Несмотря на это, подбор топливной аппаратуры велся по обоим указанным направлениям с тем, чтобы в случае возникновения серьезных затруднений иметь резервное решение.

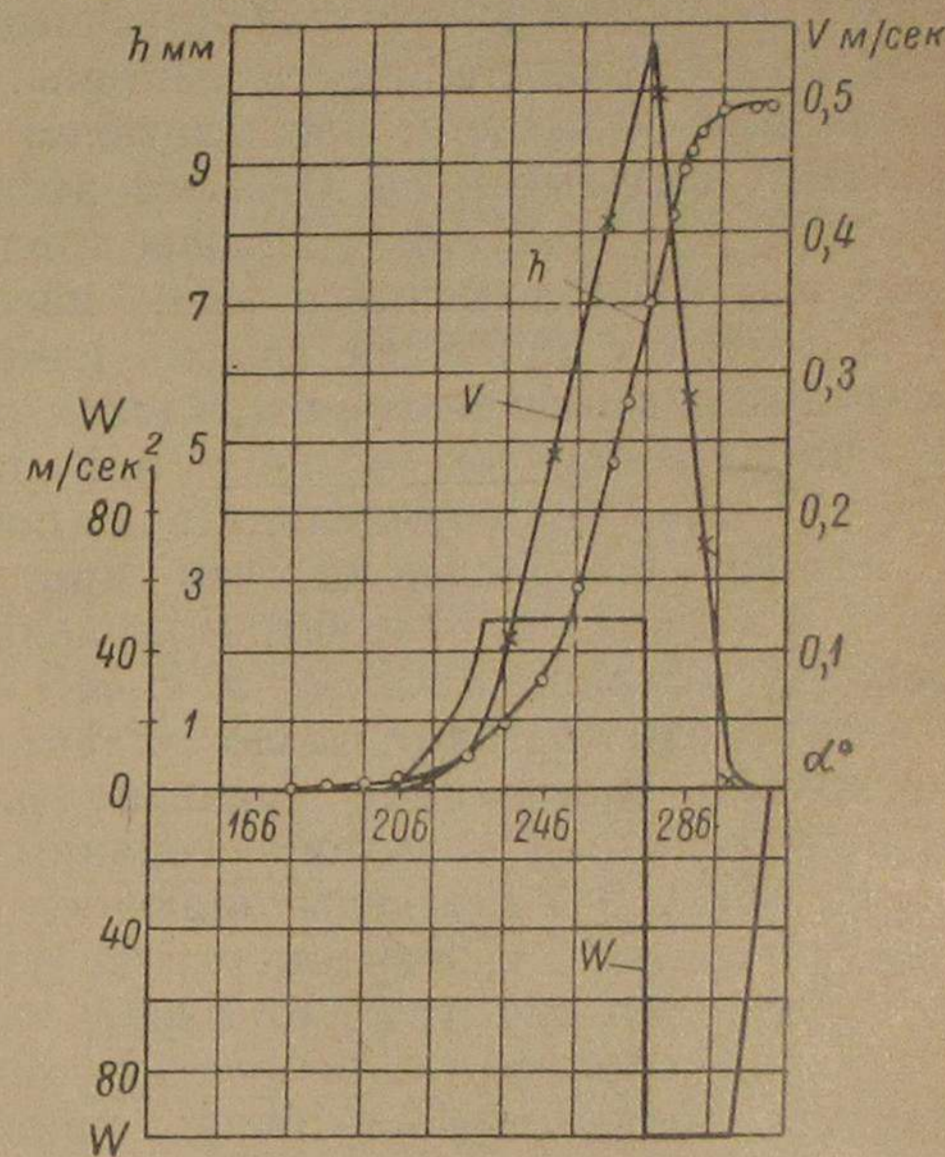
Предварительный расчет топливного насоса типа ККАЗ по методике Б. И. Сифмана позволил остановиться на насосе с полным ходом плунжера 10 мм (размерность «В») и диаметром плунжера 10 мм. Распределительные окна во втулке были выполнены диаметром 3 мм, для облегчения всасывания и отсечки при работе на вязких сортах топлива. Обычно в насосах ККАЗ они имеют диаметр 2 мм.

Винтовая отсечная кромка имела шаг 20 мм.

Форсунка применялась также типа ККАЗ Ф-125, закрытого типа, с многодырчатый распылителем. Нагнетательный трубопровод длиной 600 мм стальной с наружным диаметром 6 мм и внутренним 2 мм.

Изготовленный топливный насос перед установкой на двигатель прошел стендовые лабораторные испытания. При этом использовались два профиля кулака: а) «нормальный» кулак ККАЗ, основная рабочая часть профиля которого образована дугой окружности с радиусом 44 мм, а закругление у вершины кулака выполнено радиусом 8 мм; график пути, скорости и ускорения толкателя при таком кулаке и диаметре ролика 20 мм для числа оборотов кулака 375 об/мин представлен на фиг. 3; б) «тангенциальный» кулак, основная рабочая часть профиля которого образована касательной к начальной окружности кулака, а закругление у вершины кулака выполнено радиусом 4 мм; график пути, скорости и ускорения толкателя при таком кулаке и 375 об/мин представлен на фиг. 4.

Средняя скорость плунжера на участке нагнетания при номинальных оборотах двигателя для нормального профиля кулака составляла 0,45 м/сек, а для тангенциального 0,8 м/сек.



Фиг. 3. График пути, скорости и ускорения плунжера при нормальном кулаке типа ККАЗ.

Диаметр ролика 20 мм, $n_H = 375$ об/мин.

Опыты на стенде были начаты с нормальным профилем кулака.

Геометрические фазы подачи топлива, определенные при нормальном кулаке способом «мениска», приведены на фиг. 5. Начала отсчета углов поворота кулака и перемещения рейки — случайные, но постоянные для всей серии лабораторных испытаний.

На фиг. 6 представлен график изменения подачи топлива за цикл, в зависимости от положения рейки при нескольких ступенях оборотов. График показывает, что во всем диапазоне применявшихся оборотов насос с достаточным запасом обеспечивал необходимую производительность системы. Эти результаты получены на дизельном топливе с распылителем $6 \times 0,25$, имевшим при максимальном подъеме иглы $0,42$ мм эффективное сечение сопловых отверстий $\mu f = 0,21$ мм². Подача топлива осуществлялась самотеком из бака, расположенного выше насоса на $1,2$ м.

На фиг. 7 приведен график изменения действительной продолжительности подачи (φ_d в градусах поворота кулака) в зависимости от числа оборотов кулака при неизменном положении рейки $t = 17$ мм; φ_d определялась с помощью стробоскопа.

Из фиг. 6 и 7 следует, что при номинальной подаче топлива $g_u = 0,2$ г/цикл и 375 об/мин кулака (это соответствует удельному расходу топлива 180 г/э. л. с.-час) действительная продолжительность подачи составит около 14° по кулаку, что представляет собою несколько завышенное значение для четырехтактного двигателя с неразделенной камерой сгорания.

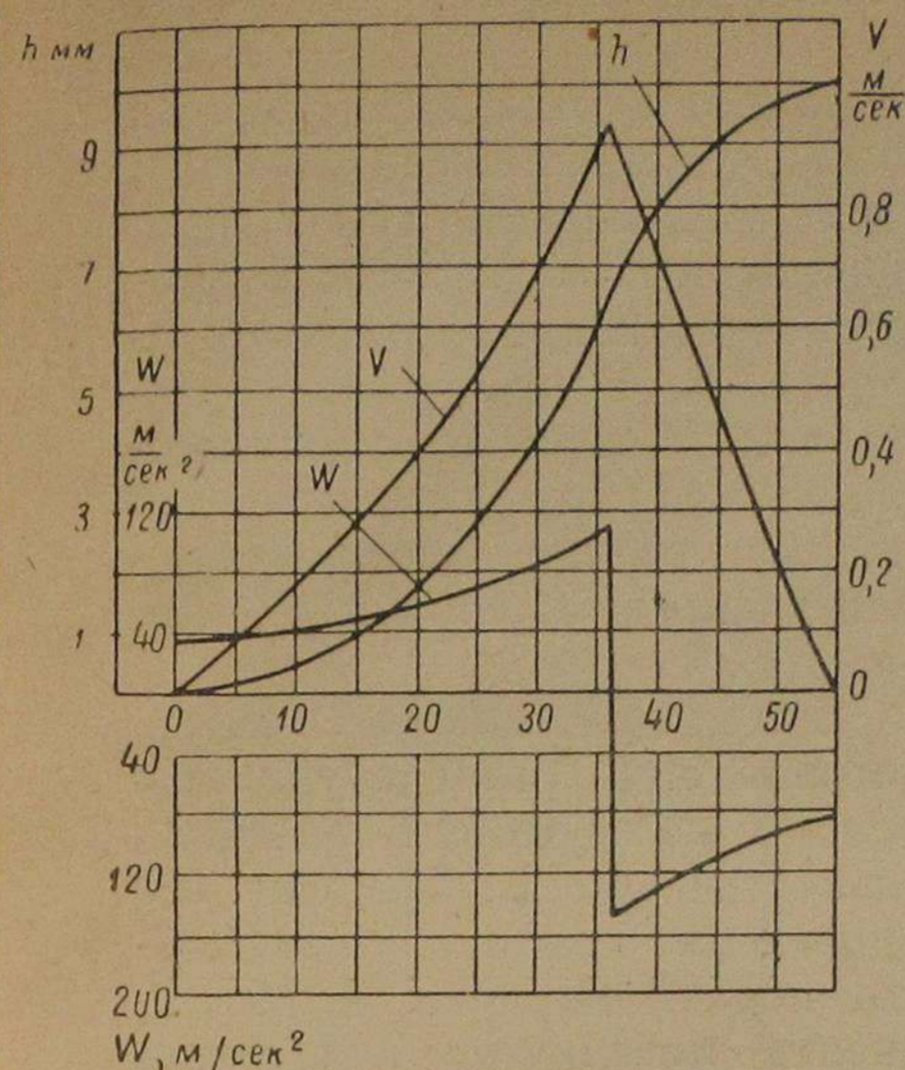
На фиг. 8 приведены значения коэффициента подачи η_v топливной системы в зависимости от положения рейки топливного насоса для тех же трех ступеней числа оборотов.

Таким образом, опробование топливной системы на дизельном топливе показало достаточную производительность топливного насоса (причем η_v не снижается до оборотов кулака, соответствующих 1000 об/мин двигателя) и желательность уменьшения продолжительности подачи, что может быть достигнуто путем увеличения скорости плунжера.

Как отмечалось выше, двигатель Ч 18/22 должен был также работать на моторном топливе М₃. Поэтому следовало проверить, в какой степени обеспечена необходимая производительность насоса на этом, более вязком топливе.

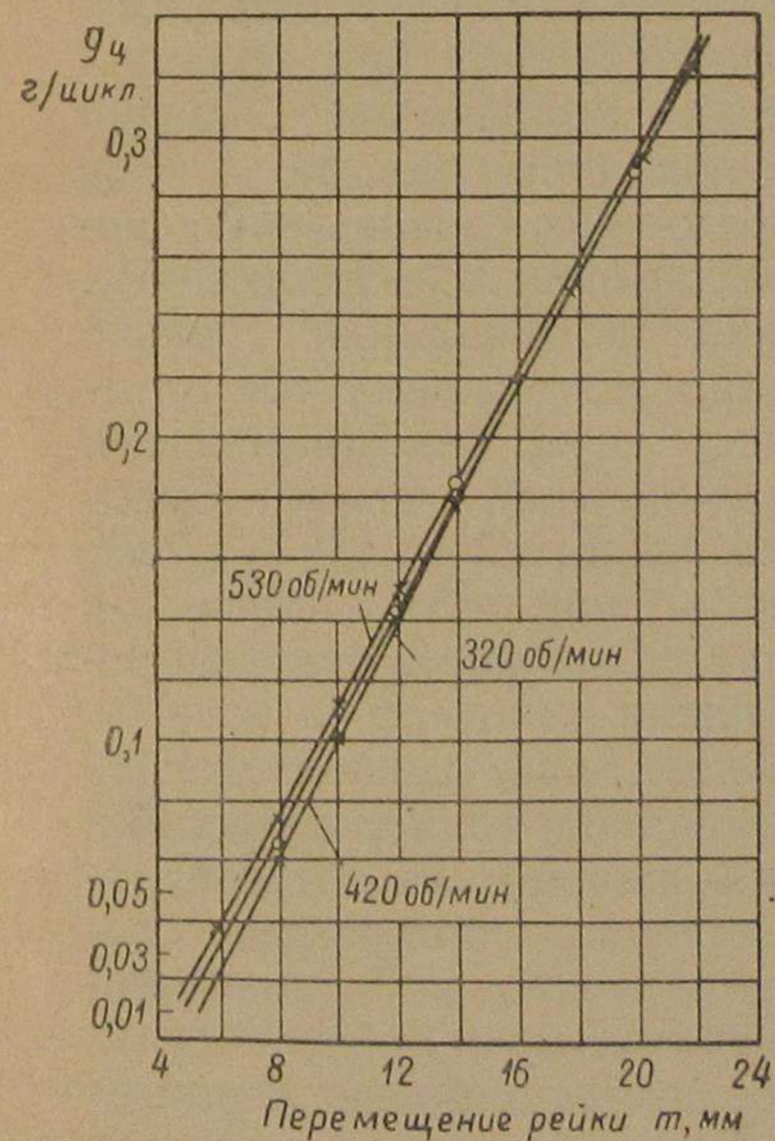
На фиг. 9 даны зависимости подачи за цикл и коэффициента подачи от положения рейки топливного насоса при работе на топливе М₃. Кривые 1 и 2 получены с распылителями $6 \times 0,25$ при числе оборотов насоса соответственно 530 и 1070 об/мин. Кривая 3 относится к штифтовому распылителю РШ $1,5 \times 15$ и $n_n = 1070$ об/мин, кривые 4 и 5 — к распылителю $7 \times 0,3$ и, соответственно, $n_n = 1070$ об/мин и $n_n = 530$ об/мин.

Производительность насоса достаточно велика, коэффициент подачи сохраняет высокие значения даже при максимальных оборотах. При положениях рейки, соответствующих малым подачам, величина подачи M_3 в г/цикл оказалась даже несколько большей, чем на дизельном топливе, что можно объяснить различием удель-

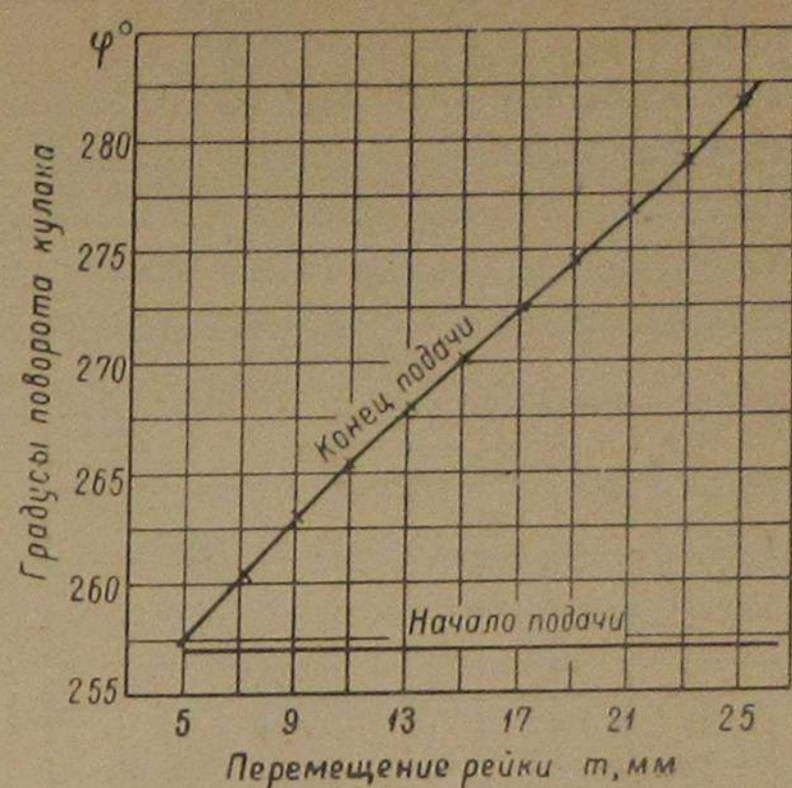


Фиг. 4. График пути, скорости и ускорения плунжера при тангенциальном кулаке.

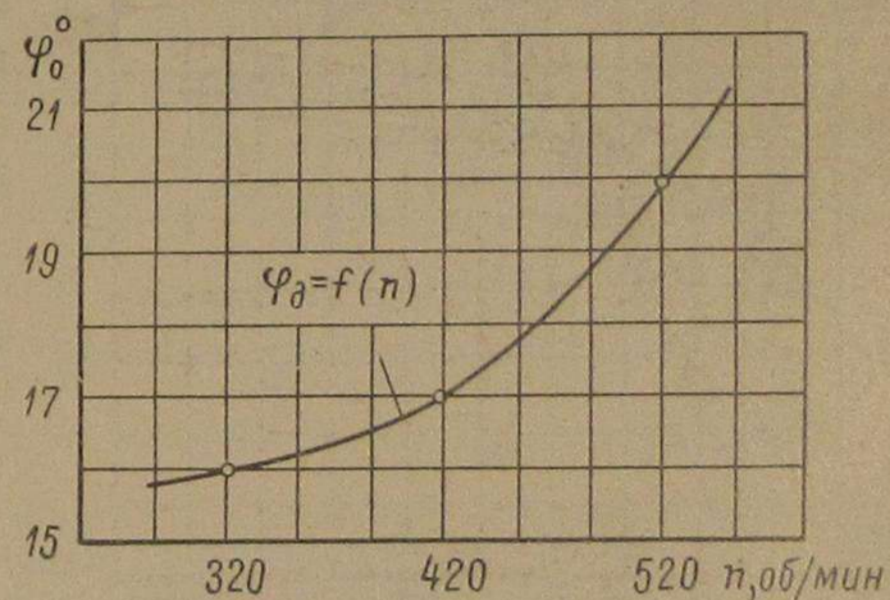
Диаметр ролика 20 мм, $n_n = 375$ об/мин.



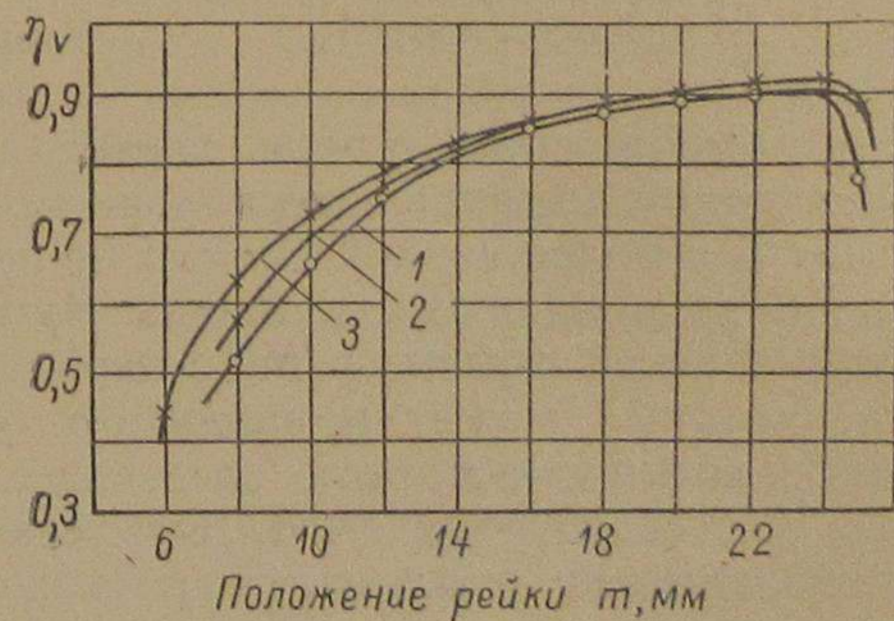
Фиг. 6. Зависимость подачи топлива за цикл от положения рейки топливного насоса.



Фиг. 5. Геометрические фазы подачи топлива насосом типа ККАЗ с нормальным кулаком.



Фиг. 7. Действительная продолжительность подачи топлива как функция числа оборотов кулачка при неизменном положении рейки ($t = 17$ мм)



Фиг. 8. Зависимость коэффициента подачи топливного насоса от положения рейки.

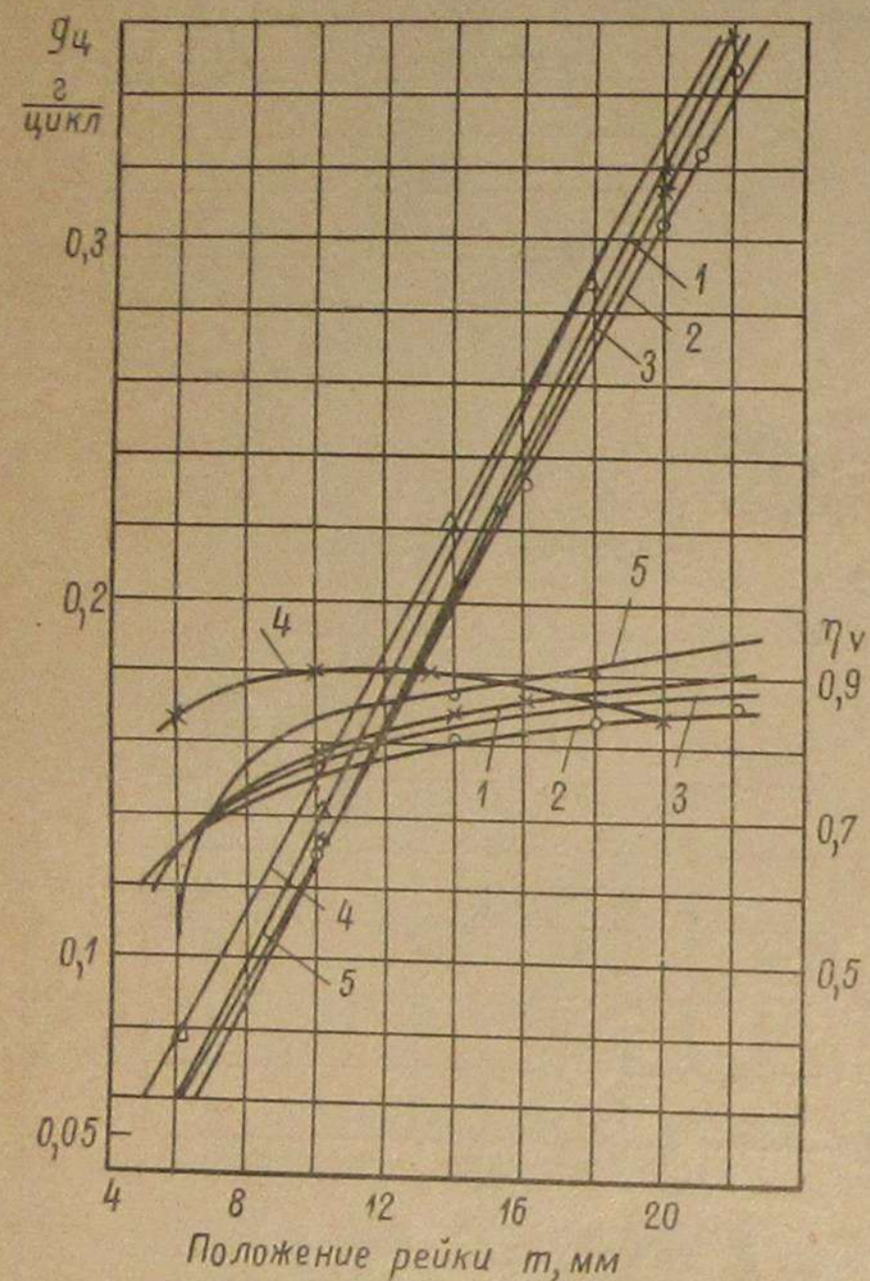
ных весов топлив и сокращением утечки через зазор для более вязкого M_3 .

Применявшееся при стендовых испытаниях топливного насоса дизельное топливо имело вязкость $5^\circ E_{20}$, удельный вес $0,85 \text{ г/см}^3$; топливо M_3 имело вязкость $22^\circ E_{20}$, удельный вес $0,88 \text{ г/см}^3$.

По стандартным техническим условиям на стационарные двигатели их пуск и работа должны обеспечиваться и при температуре 8°C . В этой связи представляла интерес проверка производительности насоса при вязкости топлива, соответствующей вязкости M_3 при 8°C , т. е. $\sim 58^\circ \text{E}$.

Была приготовлена смесь, которая при температуре воздуха в лаборатории обладала вязкостью 60°E . На фиг. 10 приведены графики зависимости подачи за цикл и коэффициента подачи от положения рейки топливного насоса при работе на этой смеси; кривые 1 сняты при 530 об/мин, кривые 2 — при 1070 об/мин. Распылитель $7 \times 0,3$ с $\mu f = 0,28 \text{ мм}^2$. Отмечается, что при больших подачах коэффициент подачи снизился примерно на 10% в сравнении со значениями, которые он имел при топливе M_3 . Однако номинальная подача за цикл попрежнему обеспечивалась, даже без применения подкачивающей помпы. Смесь имела удельный вес $0,92 \text{ г/см}^3$; отчасти поэтому, а также в связи с уменьшением утечек через зазоры, подачи за цикл на режимах малой нагрузки несколько возросли.

Опыты с более вязкой смесью не позволяют еще, однако, сделать вывод о возможности работы на M_3 при низких температурах без подкачивающей помпы; в M_3 содержится большое количество парафина, который может приводить к уменьшению пропускной способности фильтра и, как следствие, уменьшению производительности насоса. Кроме того, на установках следует обеспечивать транспортировку топлива от расходного бака по более длинным коммуникациям, чем на стенде. Поэтому вопрос о возможности работы на M_3 при пониженных температурах без подкачивающей помпы требовал дополнительных испытаний непосредственно на двигателе.

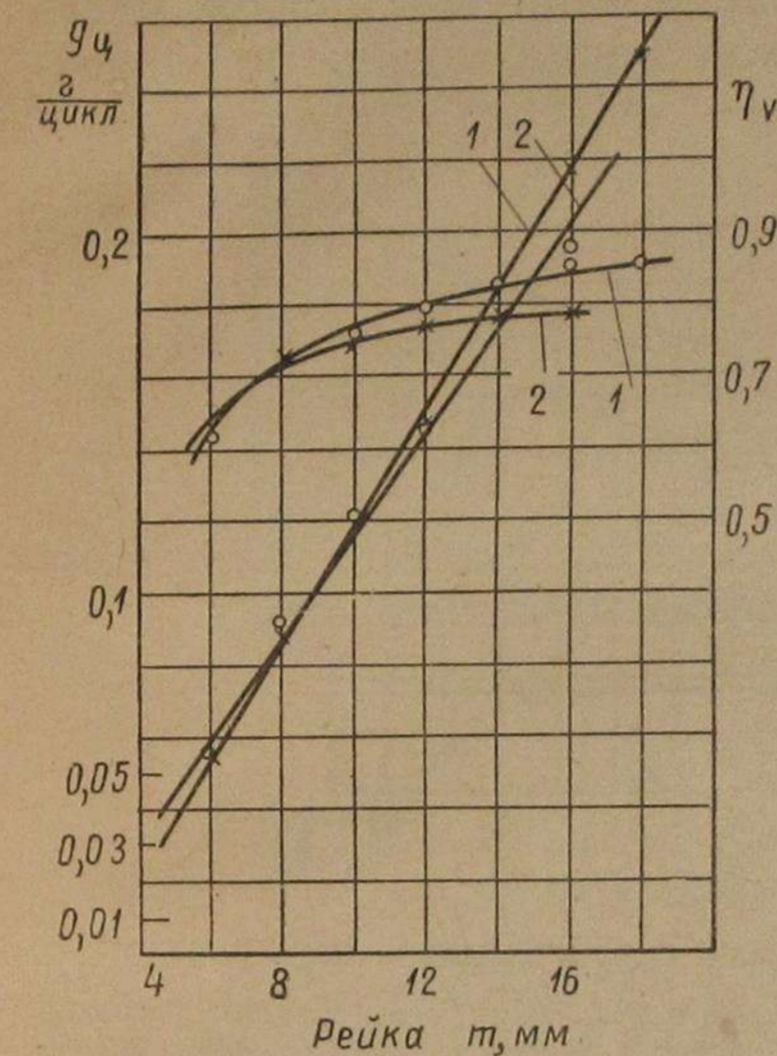


Фиг. 9. Изменение подачи за цикл и коэффициента подачи в зависимости от положения рейки топливного насоса при работе на топливе M_3 .

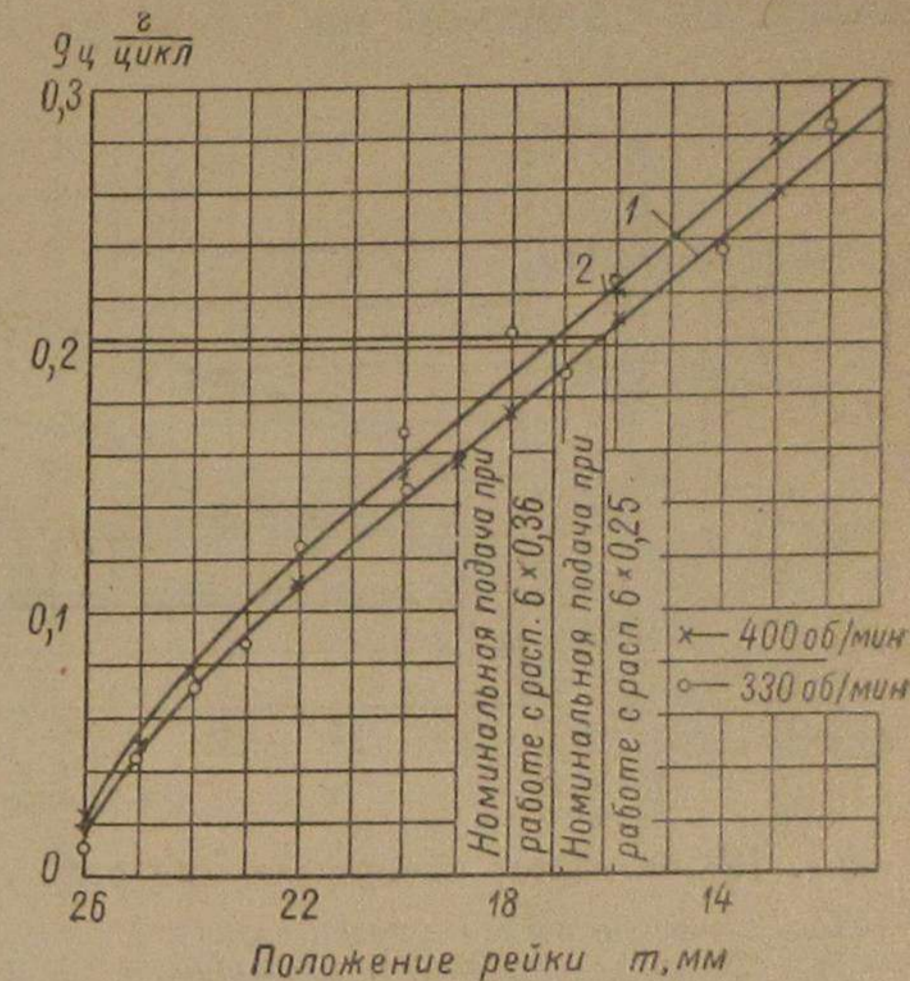
Фиг. 10. Зависимость подачи за цикл и коэффициента подачи от положения рейки насоса при работе на топливе с вязкостью 60°E . Кривые 1 сняты при 530 об/мин, кривые 2 — при 1070 об/мин. Распылитель $7 \times 0,3$ с $\mu f = 0,28 \text{ мм}^2$. Отмечается, что при больших подачах коэффициент подачи снизился примерно на 10% в сравнении со значениями, которые он имел при топливе M_3 . Однако номинальная подача за цикл попрежнему обеспечивалась, даже без применения подкачивающей помпы. Смесь имела удельный вес $0,92 \text{ г/см}^3$; отчасти поэтому, а также в связи с уменьшением утечек через зазоры, подачи за цикл на режимах малой нагрузки несколько возросли.

Переход от дизельного топлива к более вязкому топливу M_3 сопровождался существенным ухудшением качества распыливания, особенно на пусковых режимах работы двигателя. И с этой точки зрения целесообразно было несколько повысить скорость плунжера в период нагнетания.

После описанной серии опытов насос был испытан с тангенциальным кулачком, закон движения плунжера для которого был представлен на фиг. 4.



Фиг. 10. Зависимость подачи за цикл и коэффициента подачи от положения рейки насоса при работе на топливе с вязкостью 60°E .



Фиг. 11. Изменение подачи топлива за цикл в зависимости от положения рейки при работе с тангенциальным кулачком; топливо — дизельное:

1 — работа насоса с распылителем $6 \times 0,25 \times 145^\circ$; $\mu f = 0,211 \text{ мм}^2$, 2 — работа насоса с распылителем $6 \times 0,36 \times 150^\circ$; $\mu f = 0,342 \text{ мм}^2$.

На фиг. 11 представлена зависимость подачи топлива за цикл от положения рейки для насоса с тангенциальным кулачком. Экспериментальные точки на этом графике получены при 400 об/мин и 330 об/мин для двух распылителей, данные о которых приведены на рисунке.

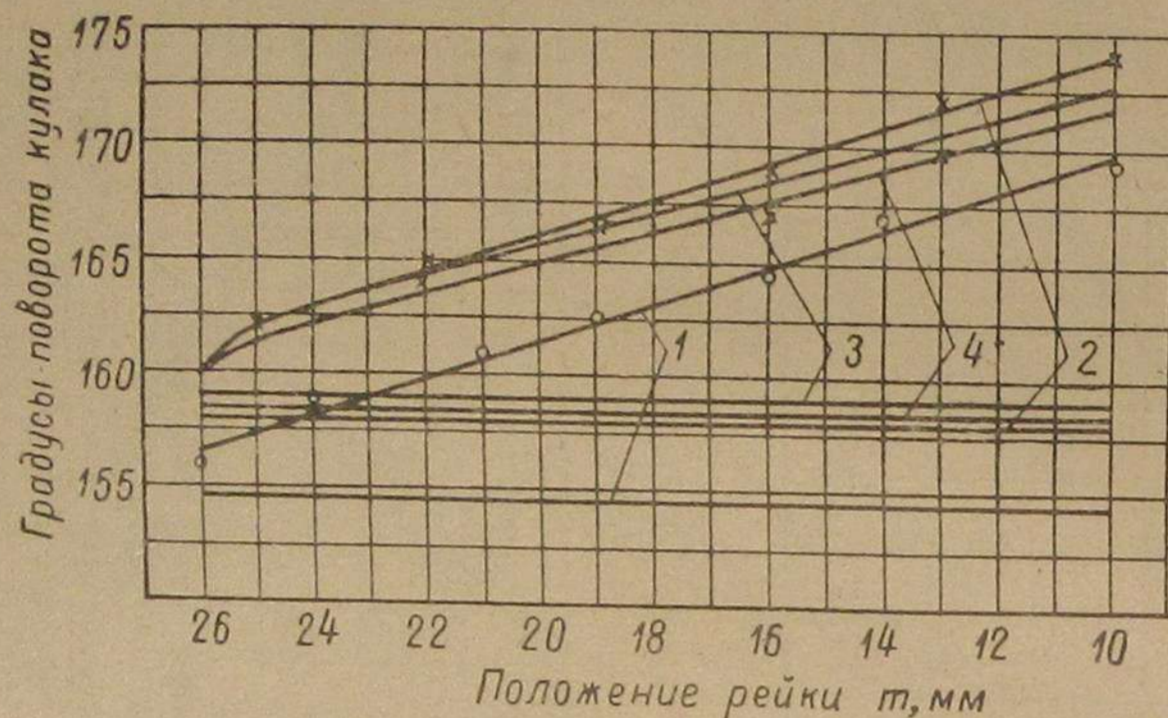
Номинальная подача обеспечивается с достаточным запасом, ход рейки от положения нулевой подачи до положения номинальной подачи составляет около 10 мм.

На фиг. 12 приведены геометрические и действительные фазы топливоподачи при различных положениях рейки топливного насоса. Сопоставление кривых позволяет судить о запаздывании впрыска, влиянии числа оборотов и эффективного сечения распылителя.

Стробоскопическое изучение работы форсунки показало отсутствие подтекания или повторных впрысков топлива.

Топливная система типа ККАЗ в испытанном виде была признана годной для проведения испытаний на двигателе, в качестве основного варианта.

Второй вариант топливного насоса, который был разработан для двигателя Ч 18/22, с учетом производства его также в четырехцилиндровом и шестицилиндровом исполнении, а также применения двигателя для работы по газожидкостному циклу, являлся распределительным насосом, с регулированием величины подачи дросселированием на всасывании, с отсечкой конца подачи и со всасывающим клапаном на торце плунжера.



Фиг. 12 Фазы топливоподачи при работе насоса с тангенциальным кулаком:

1 — геометрические начало и конец подачи; 2 — действительные начало и конец подачи; распылитель $6 \times 0,25$; $\rho f = 0,211 \text{ мм}^2$; $n = 400 \text{ об/мин}$; 3 — действительные начало и конец подачи, распылитель $6 \times 0,3$; $\rho f = 0,342 \text{ мм}^2$; $n = 400 \text{ об/мин}$; 4 — действительные начало и конец подачи; распылитель $6 \times 0,3$; $\rho f = 0,342 \text{ мм}^2$; $n = 330 \text{ об/мин}$.

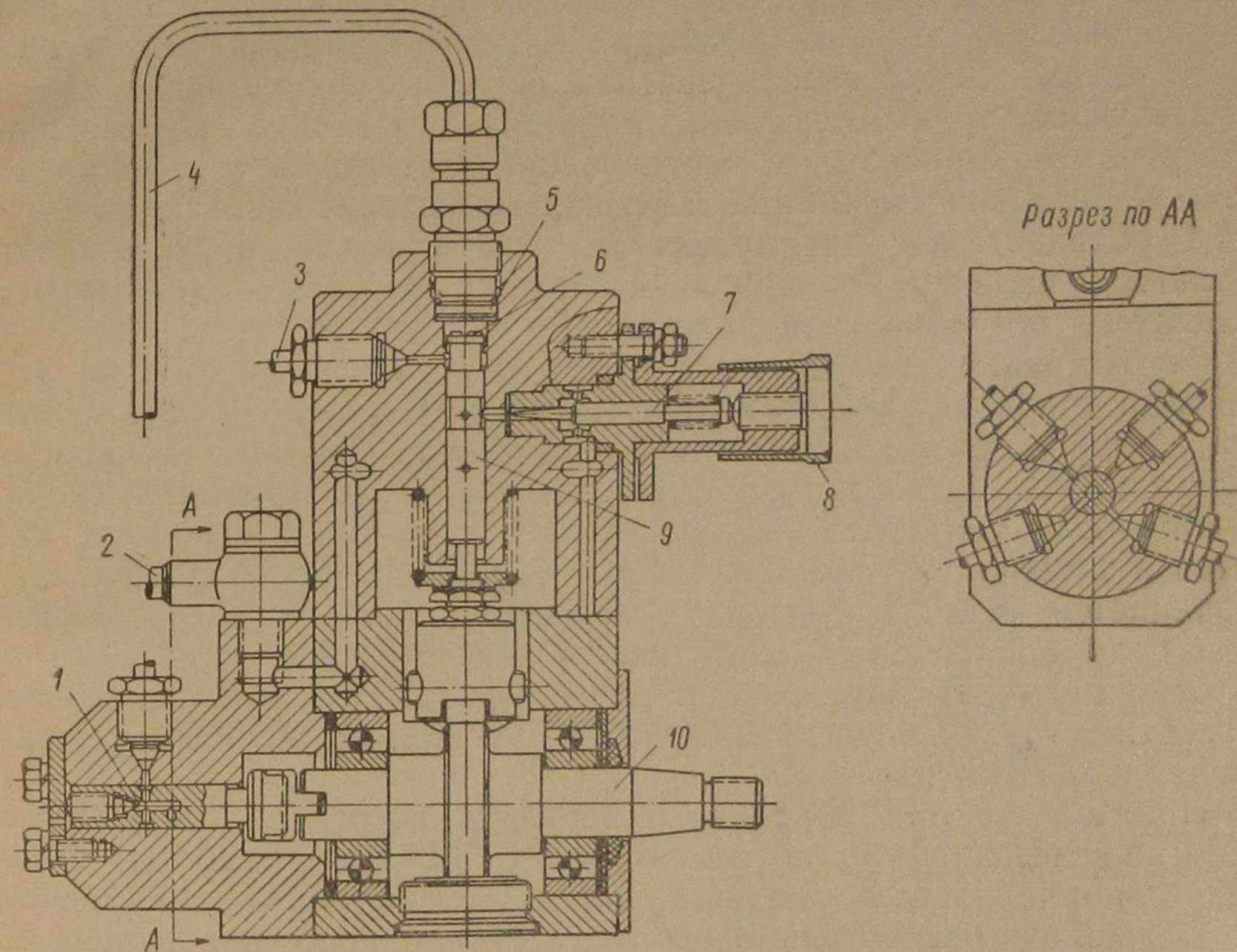
Разрез опытного макета такого насоса представлен на фиг. 13; он рассчитан на применение в четырехцилиндровом двигателе.

Ведущий валик 10 имеет профиль кулака в виде квадрата, с расстоянием между параллельными сторонами 34 мм и закругленными радиусом 4 мм углами. Такой кулак заставляет плунжер за один оборот вала совершать четыре подъема на 5,4 мм.

Топливо от расходного бака поступает к насосу по трубопроводу 2 и, пройдя по каналам в корпусе насоса, достигает дросселирующей иглы 7, подъемом которой можно менять количество засасываемого плунжером 9 топлива. Величина подъема иглы (и, следовательно, площадь дросселирующего сечения) устанавливается микрометрической головкой 8; при испытаниях на двигателе на иглу непосредственно воздействовала тяга от регулятора.

Плунжер 9 имеет в средней своей части наружную проточку, постоянно сообщающуюся с каналом, частично перекрытым дросселирующей иглой. Проточка эта радиальными окнами соединена с осевым каналом внутри плунжера. Осевой канал сверху прикрывается клапаном 6 на торце плунжера; клапан удерживается прижатым к седлу слабой пружиной, размещенной в осевом канале плунжера и работающей на растяжение.

В верхней части плунжера имеется вторая наружная проточка, которая вблизи верхнего положения плунжера сообщает надплунжерное пространство с отсечным трубопроводом 3. Нагнетательный клапан 5 — нормальный, типа ККАЗ, с отсасывающим пояском. От нагнетательного клапана трубопровод высокого давления 4 отводит топливо к распределителю, сообщающему трубопровод 4 с нагнетательными трубопроводами, ведущими к форсункам (разрез по А — А).



Фиг. 13. Разрез распределительного топливного насоса.

При движении плунжера вверх клапан на торце плунжера сразу захлопывается (усилием пружины и силами инерции клапана), и топливо из надплунжерного пространства выталкивается через нагнетательный клапан, пока верхняя проточка плунжера не произведет отсечку. При обратном (вниз) движении плунжера над ним образуется разрежение и перепад давления, а также сила инерции клапана и столба топлива в осевом канале плунжера открывают клапан. Топливо проходит через дросселирующее сечение в седле регулирующей иглы и заполняет, в зависимости от числа оборотов и величины дросселирующего сечения, либо все пространство над плунжером, либо часть его. Если топливо заполнило все надплунжерное пространство — подача будет максимальной. Если топливо заполнило только часть надплунжерного пространства, то начальная часть нагнетающего хода плунжера теряется на вытес-

нение вакуумной полости и только после этого начинается подача топлива к форсункам.

Отмеривание топлива путем дросселирования потока на всасывании обладает свойствами автоматического всережимного регулирования. Действительно, при снижении числа оборотов увеличивается время использования дросселирующего сечения для всасывания топлива и в результате подача топлива возрастает.

До настоящего времени попытки применения для отмеривания топлива дросселирования на всасывании не всегда приводили к успешным результатам (в частности, в сочетании с насосами типа ККАЗ и др.). Даже незначительные обратные волны скоростей во всасывающем тракте способны нарушить устойчивость отмеривания топлива, привести к чередованию больших и малых подач. Примененная конструкция со всасывающим клапаном на торце плунжера обладает тем преимуществом, что практически полностью исключает изменения направления потока во всасывающем тракте и поэтому отмеривает топливо весьма устойчиво.

Рассмотренная конструкция насоса с дросселированием на всасывании допускает весьма далеко идущую унификацию насосов для двигателей с различным числом цилиндров. Число кулачков на валике во всех случаях равно числу цилиндров двигателя. На одноцилиндровом двигателе распределитель с ротором 1 совсем не ставится и заменяется глухой крышкой; трубопровод от форсунки присоединяется непосредственно к нагнетательному штуцеру насоса, вместо трубопровода 4. Для двигателей с числом цилиндров от двух до шести на насосе будет заменяться только кулачковый вал (с соответствующим числом кулачков) и присоединяемый с торца узел распределителя.

При испытаниях описанного варианта насоса с дросселированием на всасывании на опытном отсеке Ч 18/22 распределитель также не устанавливался, а ведущий валик имел только один кулачок.

Подробное рассмотрение работы насоса с дросселированием на всасывании будет помещено в статье, посвященной созданию распределительных насосов. Здесь остановимся лишь на результатах, имеющих непосредственное отношение к двигателю Ч 18/22.

Плунжер испытанного насоса имел диаметр 10 мм.

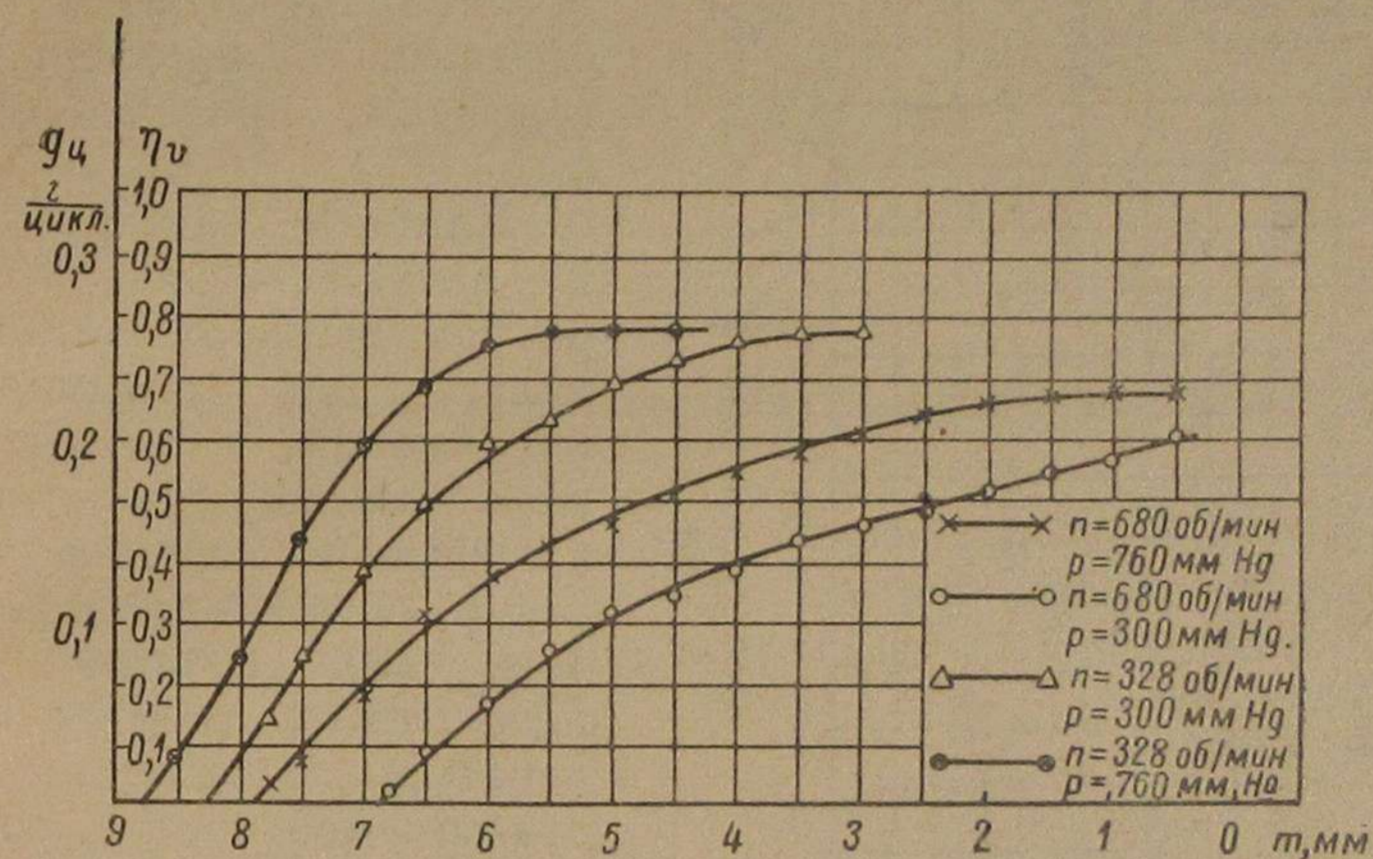
На фиг. 14 приведены кривые изменения подачи за цикл в зависимости от положения рейки при двух ступенях оборотов и двух значениях напора в питающей магистрали (300 и 760 мм Hg). Из графика следует, что номинальная подача обеспечивалась во всех случаях, но при различном перемещении рейки (различном перемещении дросселирующей иглы). Возрастание оборотов и уменьшение напора приводит к уменьшению величины подачи при том же положении дросселирующей иглы.

Фиг. 15 дает изменение продолжительности и действительных фаз топливоподачи в зависимости от положения рейки. Конец подачи не вполне четкий, дает разброс отсчетов примерно $\pm 1^\circ$ от среднего. График показывает, что при выбранном профиле кулака φ_0 имеет несколько преувеличенное значение — около $14,2^\circ$ по кулаку при

номинальной подаче топлива. Отметим, что это значение продолжительности почти точно совпадает с полученной на насосе ККАЗ с нормальным профилем кулака.

Регулирование осуществляется путем изменения начала подачи, что более подходит для судового варианта двигателя.

Было решено опробовать насос в таком виде на двигателе, хотя несколько увеличенная продолжительность подачи предопределяла получение повышенного удельного расхода топлива и повышенной температуры выхлопа в сравнении с получаемыми на оптимальном варианте насосе ККАЗ (с тангенциальным профилем кулака). В дальнейшем это различие могло быть уничтожено или



Фиг. 14. Топливный насос с дросселированием на всасывании и с отсечкой за 0,5 мм до верхнего положения плунжера ($h_{пол} = 4,85 \text{ мм}$). Изменение подачи за цикл и коэффициента подачи в зависимости от положения рейки при различных оборотах и различном давлении в питающей магистрали.

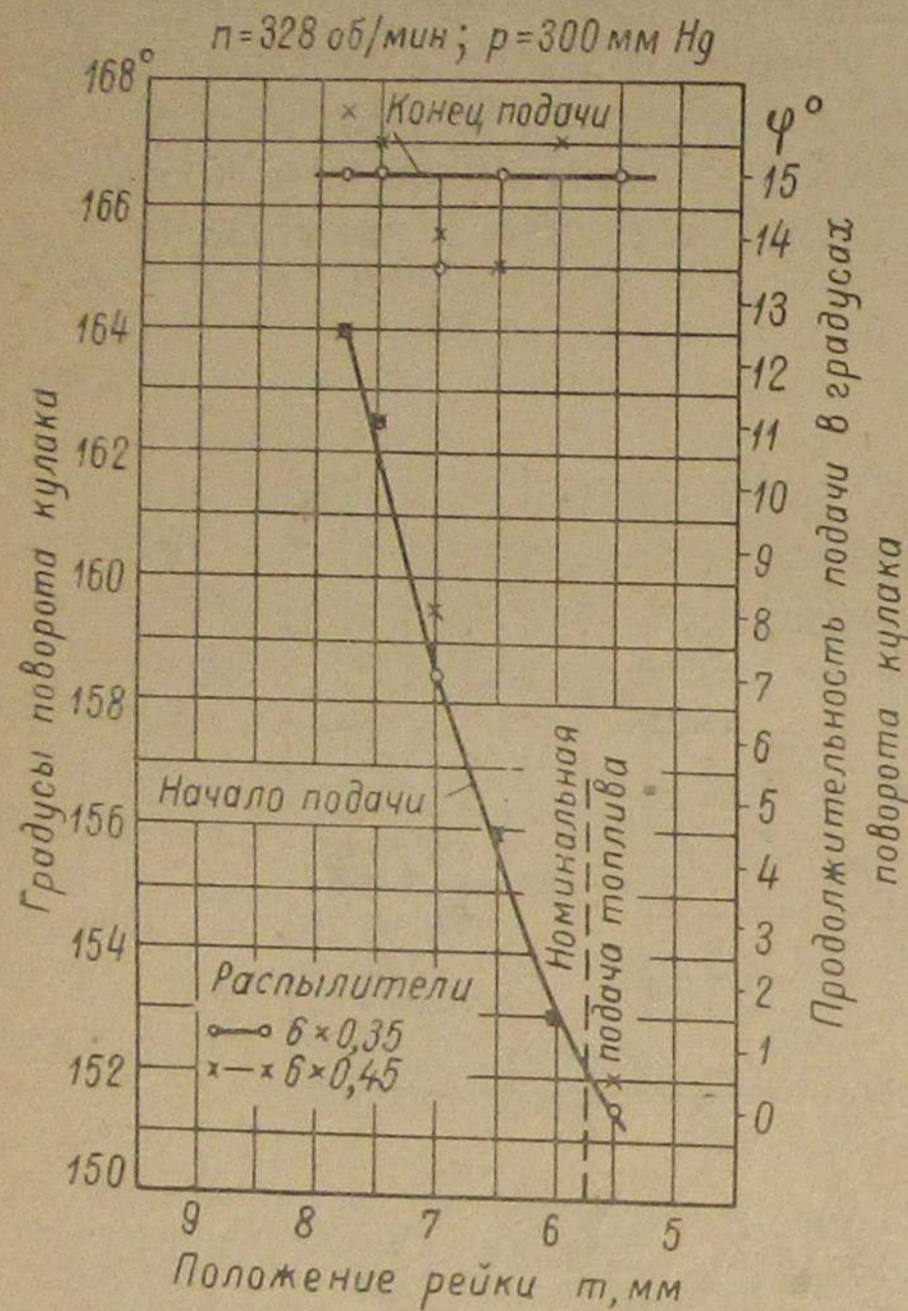
сокращено за счет увеличения скорости плунжера за период нагнетания в насосе с регулированием посредством дросселирования на всасывании.

После проведения предварительной обкатки опытного отсека Ч 18/22, доводочные испытания топливной аппаратуры были начаты на двигателе с камерой в поршне, расположенной центрально, и с форсункой, смещенной от оси цилиндра на 10 мм, как показано на фиг. 16.

Испытания велись с насосом ККАЗ, имеющим нормальный профиль кулака, со средней скоростью плунжера на участке нагнетания при номинальных оборотах $\sim 0,45 \text{ м/сек}$. Опыты велись на дизельном топливе, теплотворная способность которого не контролировалась, но оставалась неизменной в пределах каждой серии опытов. При заключительных испытаниях теплотворная способность топлива определялась.

Первая серия опытов имела целью выявить оптимальное значение центрального угла α° между направлениями диаметрально

противоположных сопловых отверстий распылителя. Применявшиеся распылители имели 6 отверстий диаметром 0,30 мм, эффективное сечение равнялось 0,26 мм. Для каждого из распылителей, отличавшихся величиной угла α , снималась зависимость удельного расхода топлива от геометрического опережения подачи топлива при $N_e = 25$ э. л. с. и $n = 750$ об/мин. и определялось опережение, соответствующее минимальному удельному расходу топлива. Изменение определенного таким способом оптимального опережения подачи топлива от угла α между струями характеризуется графиком, приведенным на фиг. 17.



Фиг. 15. Топливный насос с дросселированием на всасывании. Изменение продолжительности подачи в зависимости от положения рейки.

Для этой цели были использованы распылители с шестью отверстиями диаметром от 0,25 до 0,35 мм и с неизменным углом $\alpha = 150^\circ$ (распылители $6 \times d_c \times 150^\circ$). Опережение для каждого распылителя подбиралось оптимальное, подобно тому, как это делалось в предыдущей серии опытов. На фиг. 19 представлены результаты опытов; наилучшие из них получены при $d_c = 0,30$ мм. Следует, однако, отметить, что при оптимальном значении $\alpha = 135-140^\circ$ зависимость может несколько отличаться от предыдущей. Поэтому выбор диаметра сопловых отверстий не следует считать окончательным.

Третья серия опытов имела целью подобрать наиболее подходящее давление начала подъема иглы форсунки (p_0). Опыты проводились с распылителем $6 \times 0,3 \times 140^\circ$, который на основании ранее проведенных экспериментов мог рассматриваться как близкий к оптимальному. Попреежнему сравнение велось при наиболее бла-

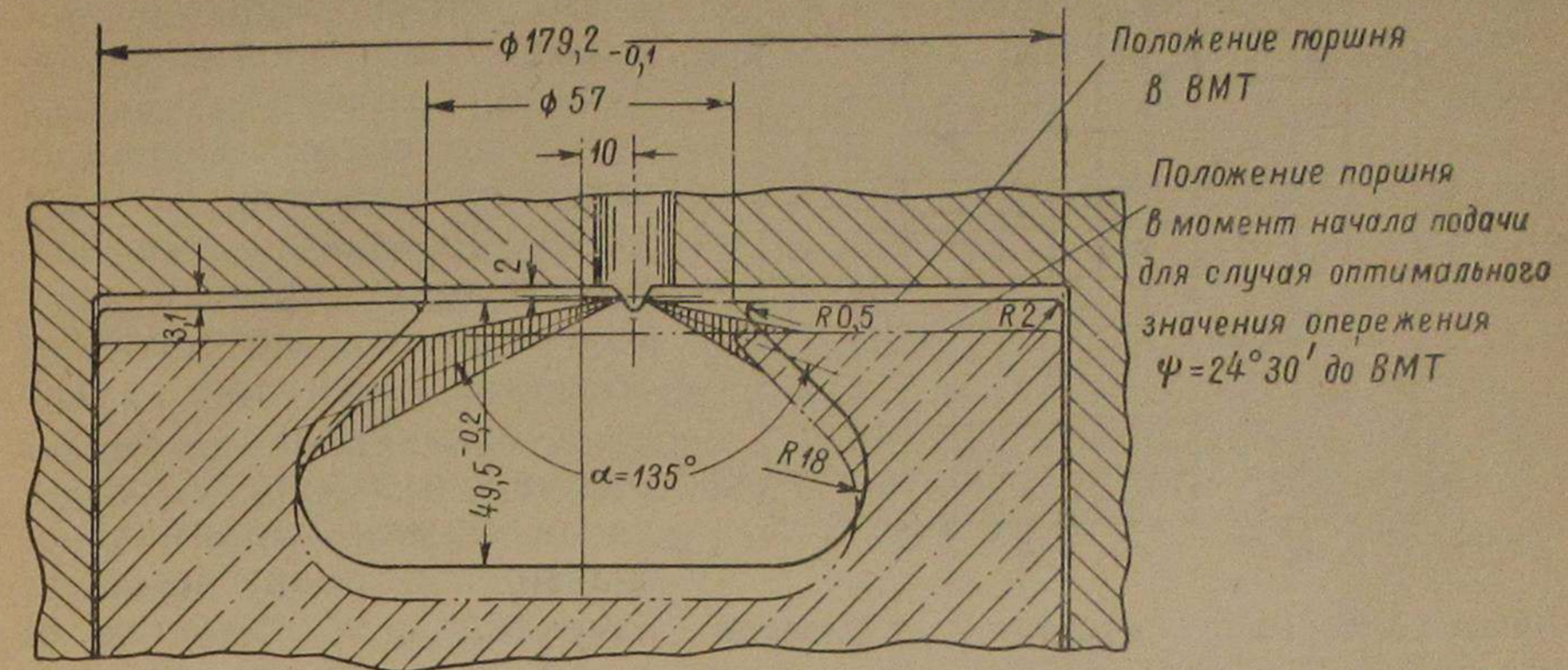
гоприятном угле опережения для каждого нового затяга пружины форсунки.

Результаты третьей серии опытов представлены на фиг. 20; они показывают, что с увеличением p_0 удельный расход топлива и температура выхлопа медленно понижаются; в пределах от $p_0 = 140$ кг/см² до $p_0 = 300$ кг/см² это понижение составляет для g_e всего 2 г/э. л. с.-час, а для t_r всего 13° С. Одновременно, начиная с $p_0 = 220$ кг/см², имеет место возрастание максимального давления цикла, которое при $p_0 = 300$ кг/см² повышается до 57 кг/см², против 54,5 кг/см² при $p_0 = 140-220$ кг/см².

Учитывая, что увеличение p_0 может привести к ускоренному износу и наклепу седла иглы, а также желательность понижения p_z ,

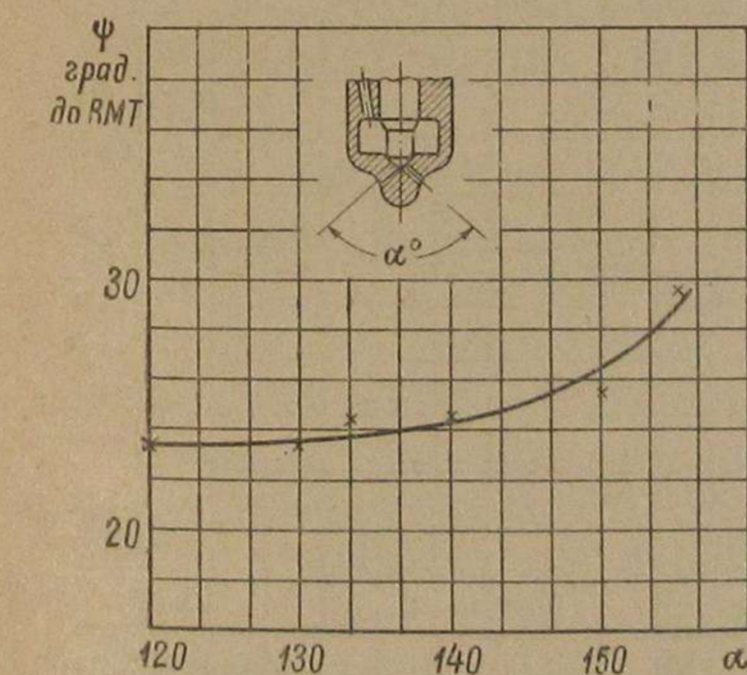
Вторая серия опытов была посвящена выявлению влияния диаметра сопловых отверстий (при неизменном их числе) на работу двигателя.

Фиг. 16. Форма камеры сгорания и расположение форсунки.



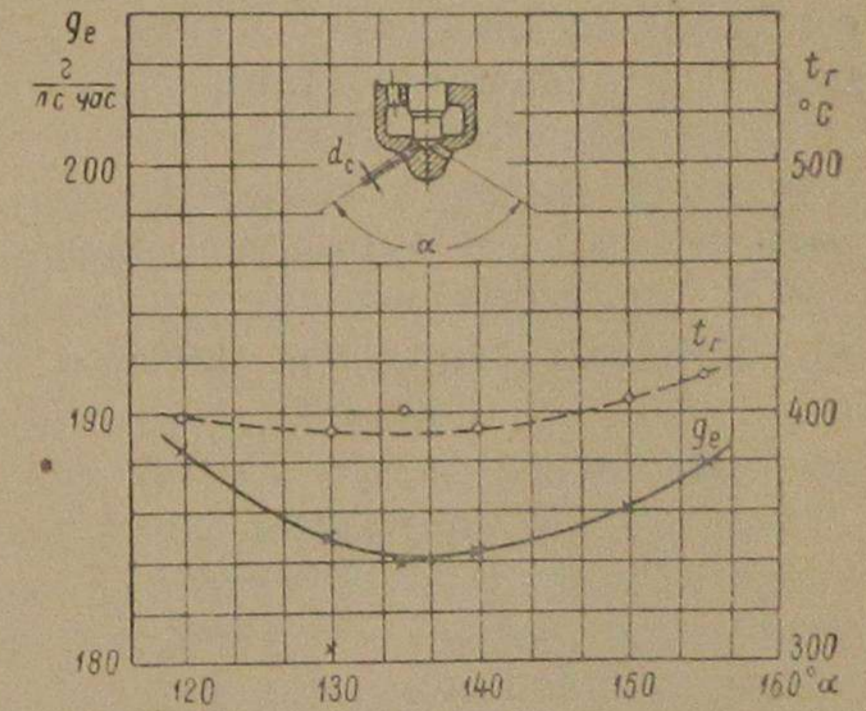
Фиг. 16. Форма камеры сгорания и расположение форсунки.

и температура выхлопа медленно понижаются; в пределах от $p_0 = 140$ кг/см² до $p_0 = 300$ кг/см² это понижение составляет для g_e всего 2 г/э. л. с.-час, а для t_r всего 13° С. Одновременно, начиная с $p_0 = 220$ кг/см², имеет место возрастание максимального давления цикла, которое при $p_0 = 300$ кг/см² повышается до 57 кг/см², против 54,5 кг/см² при $p_0 = 140-220$ кг/см².



Фиг. 17. Изменение оптимального опережения в зависимости от угла между струями.

Нормальный кулак типа ККАЗ; распылители $6 \times 0,30$.



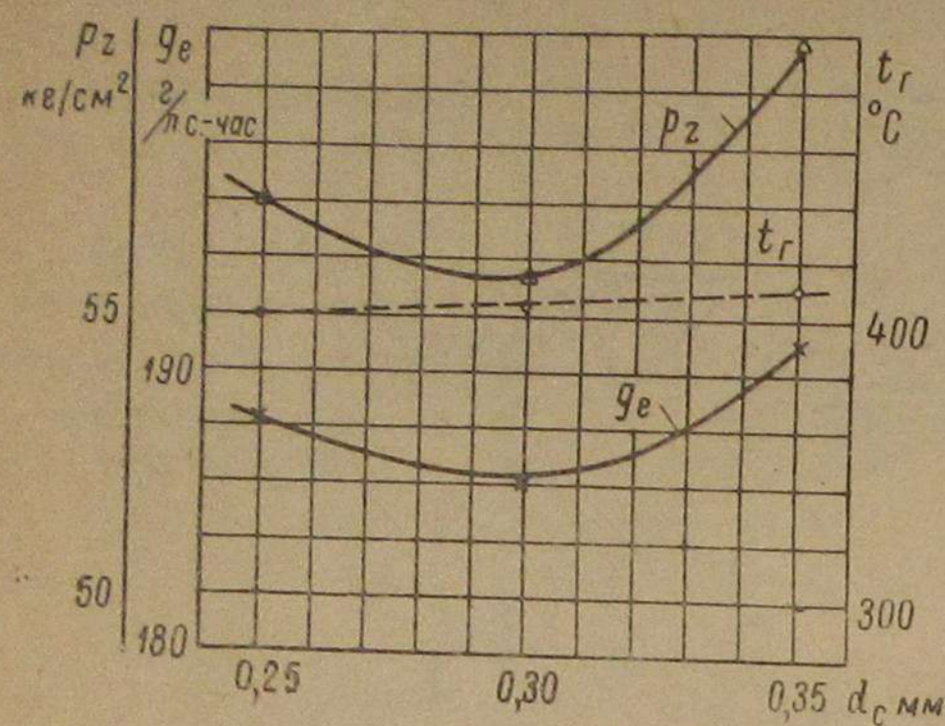
Фиг. 18. Изменение удельного расхода топлива и температуры выхлопа в зависимости от угла между струями.

Нормальный кулак типа ККАЗ; распылители $6 \times 0,30$.

с $p_0 = 220$ кг/см², имеет место возрастание максимального давления цикла, которое при $p_0 = 300$ кг/см² повышается до 57 кг/см², против 54,5 кг/см² при $p_0 = 140-220$ кг/см².

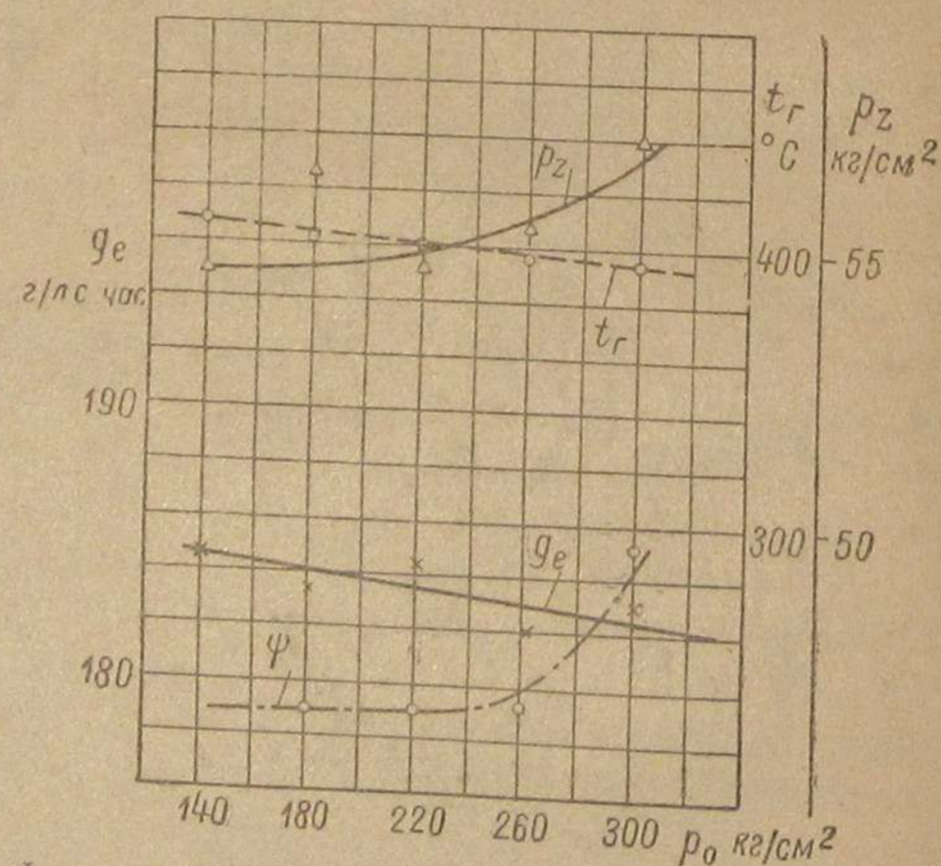
Учитывая, что увеличение p_0 может привести к ускоренному износу и наклепу седла иглы, а также желательность понижения p_z ,

следует признать целесообразным остановиться на меньшем из затягов пружины, так как это связано лишь с незначительным ухудшением экономичности. Поэтому в последующих опытах применялось $p_0 = 180 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 19. Зависимость g_e , p_z и t_2 от диаметра сопловых отверстий.
Распылители $6 \times d_c \times 150^\circ$; нормальный кулак типа ККАЗ.

Четвертая серия опытов должна была установить наилучшее расположение форсунки по высоте. Использовался распылитель $6 \times 0,3 \times 140^\circ$. Расстояние h от плоскости днища крышки рабочего цилиндра до сопловых отверстий изменялось от 0,35 до 4,4 мм. Удельный расход топлива и температура выхлопа имели минимальное значение и практически не изменялись в пределах от $h = 1 \text{ мм}$ до $h = 3 \text{ мм}$; при меньших же и больших значениях h они возрастали.



Фиг. 20. Зависимость g_e , p_z , t_2 и ψ_2 от давления начала открытия иглы форсунки.
Топливный кулак нормальный, типа ККАЗ; распылитель $6 \times 0,3 \times 140^\circ$.

Такая зависимость представляется благоприятной, так как позволяет не слишком тщательно следить за точной установкой форсунки по высоте при эксплуатации двигателя, когда медная прокладка под форсункой время от времени может заменяться.

Направление струй топлива (в момент геометрического начала подачи и в ВМТ поршня) относительно камеры сгорания представлено на фиг. 16 при оптимальном положении форсунки по высоте и при благоприятном значении угла между струями. Несимметричное расположение форсунки относительно камеры в поршне приводит к различию взаимной ориентировки струй и нагретых входных кромок по окружности камеры. Поэтому получаемые результаты по согласованию направления струй и формы камеры сгорания являются усредненными для всего ряда относительных положений струй и кромок камеры, получаемого при центральном расположении форсунки.

Пятая серия опытов проводилась с распылителями, имевшими различное число отверстий одного диаметра, а именно: $6 \times 0,3 \times 135^\circ$, $7 \times 0,3 \times 135^\circ$ и $8 \times 0,3 \times 135^\circ$. Попрежнему опережение для каждого распылителя подбиралось оптимальным, сравнение велось при номинальной нагрузке. Оказалось, что увеличение числа сопловых отверстий в проверенных пределах не вызывает значительного изменения работы, но что лучше пользоваться шестью или семью отверстиями.

Последующие опыты велись уже с кулаком топливного насоса, имеющим тангенциальный профиль. Напомним, что этот кулак обеспечивал среднюю скорость плунжера на участке нагнетания около $0,8 \text{ м/сек}$ и меньшую продолжительность подачи (10° по углу поворота кулака или 20° по углу поворота коленчатого вала) на режиме номинальной нагрузки, чем нормальный кулак ККАЗ. При лабораторных испытаниях насоса было высказано предположение, что с тангенциальным кулаком может быть получена несколько лучшая экономичность работы двигателя.

Следовало полагать, что полученные в опытах с нормальным кулаком направление струй и положение распылителя по высоте останутся подходящими и при новом профиле кулака. Что же касается эффективного сечения сопловых отверстий, то оно могло быть увеличено.

Это предположение было проверено путем испытания двигателя с распылителями $6 \times 0,3 \times 135^\circ$, $7 \times 0,3 \times 135^\circ$ и $8 \times 0,3 \times 135^\circ$. Для всех трех распылителей оптимальное опережение подачи топлива оказалось одинаковым (16° до ВМТ), расход топлива близок к $180 \text{ г/э. л. с.-час}$, температура выхлопа — в пределах от 382 до 408° С .

Эти результаты лучше, чем полученные при меньшей скорости плунжера. Кроме того, они открывают возможность для попыток применения распылителя с большим диаметром сопловых отверстий. Такой распылитель был бы менее подвержен опасности засорения отверстий в эксплуатационных условиях.

Действительно, на распылителе $6 \times 0,4 \times 135^\circ$ были получены еще лучшие результаты по экономичности, а именно: $179 \text{ г/э. л. с.-час}$ при $t_r = 385^\circ \text{ С}$ на номинальных оборотах и нагрузке.

На этом распылителе снята многопараметровая диаграмма, приведенная на фиг. 21.

На диаграмме система гипербол, проведенных более тонкими линиями, дает масштабную сетку для мощности (соответствующие цифры указаны справа от диаграммы), а кривые, вычерченные толстыми линиями, — являются линиями равных удельных расходов топлива.

Из диаграммы видно, что наименьшие удельные расходы топлива (меньше $174 \text{ г/э. л. с.-час}$) соответствуют $\sim 650\text{—}700$ об/мин. и мощности $27\text{—}29 \text{ э. л. с.}$ При дальнейшем повышении оборотов удельный расход топлива начинает возрастать.

Специально поставленные опыты по определению механического к. п. д. двигателя при различных режимах его работы показали,

что возрастание удельного расхода с оборотами в пределах 700—750 об/мин. связано с изменением механического к. п. д. η_m , и что индикаторный расход топлива при этом остается неизменным.

Давление распыливания на режиме номинальной нагрузки с последним из распылителей не превышало 410 кг/см^2 . Оно сравнительно невелико, что должно благоприятно сказаться на износостойкости привода плунжера; кроме того, при использовании более вязкого топлива можно ожидать, при сопловых отверстиях диаметром $0,4 \text{ мм}$, повышения давления распыливания до меньшего значения, чем при отверстиях диаметром $0,3 \text{ мм}$.

Отметим, что отношение средних скоростей плунжера для кулаков с тангенциальным и нормальным профилями $\frac{V_2}{V_1} = \frac{0,8}{0,45} = 1,78$ и отношение суммарных площадей сопловых отверстий у распылителей $6 \times 0,3$ и $6 \times 0,4$ $\frac{F_{0,4}}{F_{0,3}} \cong \frac{0,754}{0,424} = 1,78$.

Таким образом, при переходе от меньшей скорости плунжера к большей, сечение сопловых отверстий было увеличено пропорционально изменению скорости плунжера.

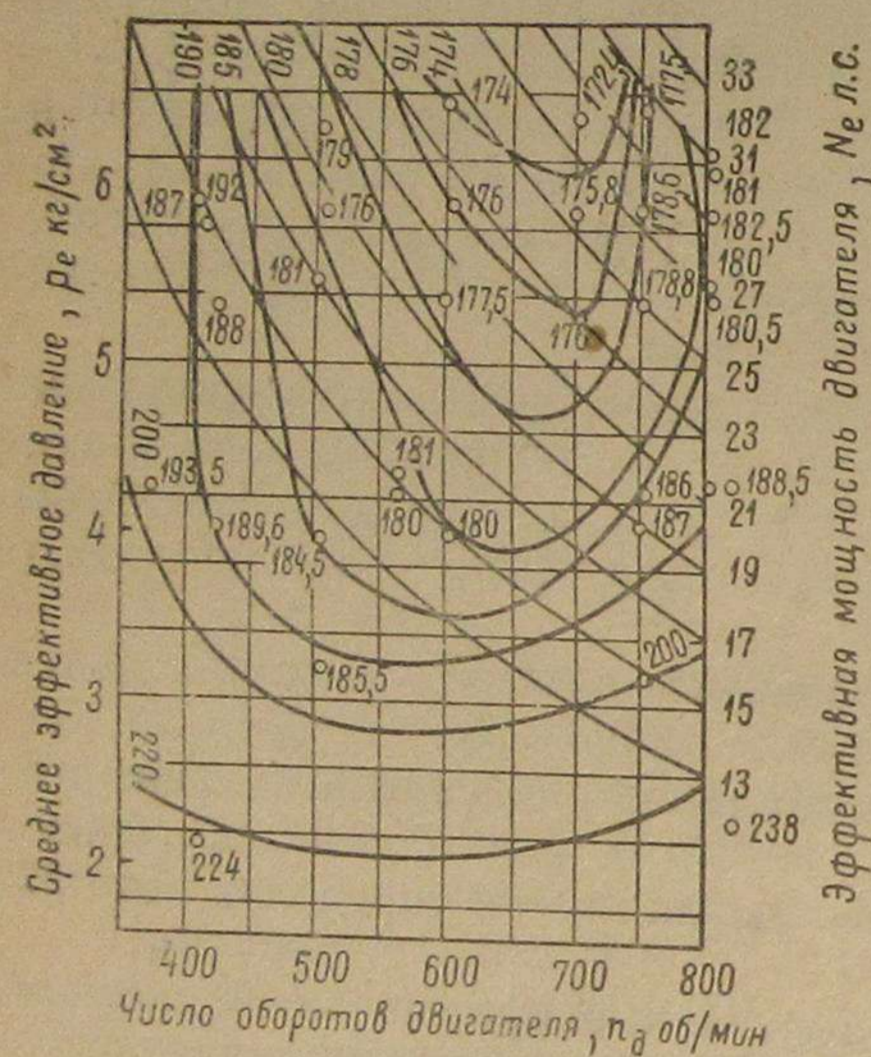
Топливо, применявшееся при последней серии опытов с тангенциальным профилем кулака, было проконтролировано. Оказалось, что оно имеет удельный вес при 20°C $0,854 \text{ г/см}^3$, низшую теплоту сгорания 9984 ккал/кг .

Таким образом, приведенные на многопараметровой диаграмме удельные расходы топлива должны быть (при приведении к нормальному топливу с $Q_n^a = 10\,000 \text{ ккал/кг}$) понижены на $0,66\%$ или на $1 - 1,4 \text{ г/э. л. с.-час}$.

Дальнейшее увеличение сопловых отверстий до $\varnothing 0,45 \text{ мм}$ привело к существенному ухудшению экономичности.

На этом предварительные опыты по подбору топливной аппаратуры типа ККАЗ для двигателя Ч 18/22 были закончены, и доводка рабочего процесса была направлена по пути подбора фаз газораспределения, степени сжатия, камеры сгорания и т. п.

Распределительный насос РН-1 с регулированием величины подачи путем дросселирования топлива на всасывании был также



Фиг. 21. Удельный расход топлива как функция p_e и n_d .

Кулак — тангенциальный; распылитель $6 \times 0,4 \times 135^\circ$; топливо дизельное; геометрическое опережение подачи топлива — 18° до ВМТ.

Эффективная мощность двигателя, Ne л.с.

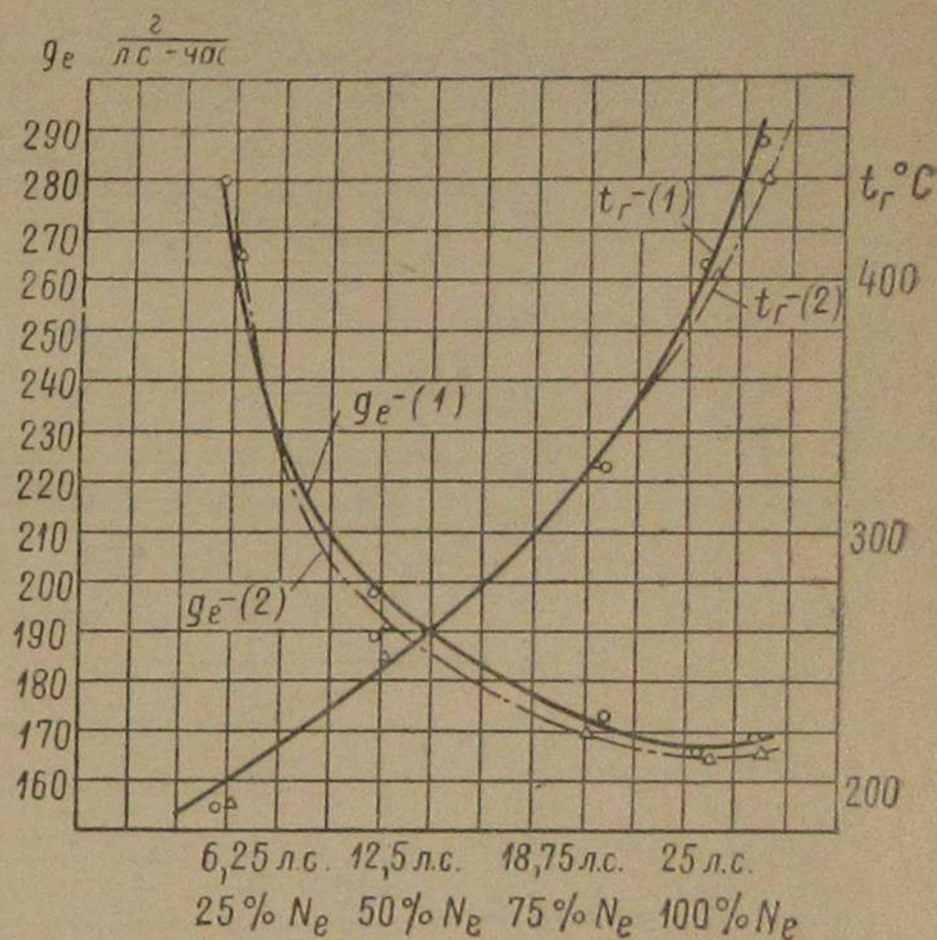
испытан на двигателе. При этом применялся однокулачковый валик вместо микрометрической головки, к дросселирующей игле была присоединена тяга регулятора, а распределитель не устанавливался на насос.

Испытания насоса РН-1 были приурочены к моменту, когда доводка остальных агрегатов и узлов продвинулась настолько, что был получен с насосом ККАЗ на режиме номинальной нагрузки удельный расход топлива $166 \text{ г/э. л. с.-час}$ при температуре выхлопа 380°C (штрихпунктирные кривые на фиг. 22). Работа двигателя с насосом РН-1 характеризуется сплошными кривыми g_e и t_r на том же графике. При номинальной нагрузке расход топлива был на 2 г/э. л. с.-час выше и температура выхлопа на $\sim 10^\circ \text{C}$ выше, чем в случае работы с насосом ККАЗ. Это различие незначительно и вполне может быть объяснено большей продолжительностью подачи при использовании насоса РН-1; как уже указывалось выше, это различие продолжительности топливоподачи может быть устранено изменением профиля кулака.

Таким образом, при первом же опробовании насос РН-1 оказался в отношении экономичности работы двигателя практически равноценным с хорошо отработанным насосом типа ККАЗ.

Необходимо отметить повышенную устойчивость работы двигателя с насосом РН-1 на малых оборотах. Устойчивость сохранялась вплоть до оборотов двигателя ($\sim 120 \text{ об/мин.}$), когда маховик двигателя оказывался не в состоянии преодолеть давление сжатия, останавливался, не дойдя до ВМТ, и начинал двигаться в обратном направлении. Следует полагать, что повышенная устойчивость работы была связана со способностью насоса с дросселированием на всасывании к автоматическому регулированию числа оборотов двигателя; эта способность облегчала работу основного регулятора оборотов, имевшегося на двигателе.

Насос РН-1 должен пройти дополнительную доводку совместно с распределителем, применительно к нуждам многоцилиндровых двигателей Ч 18/22. Однако, уже проведенное опробование показало возможность вполне удовлетворительной работы его на двигателе.



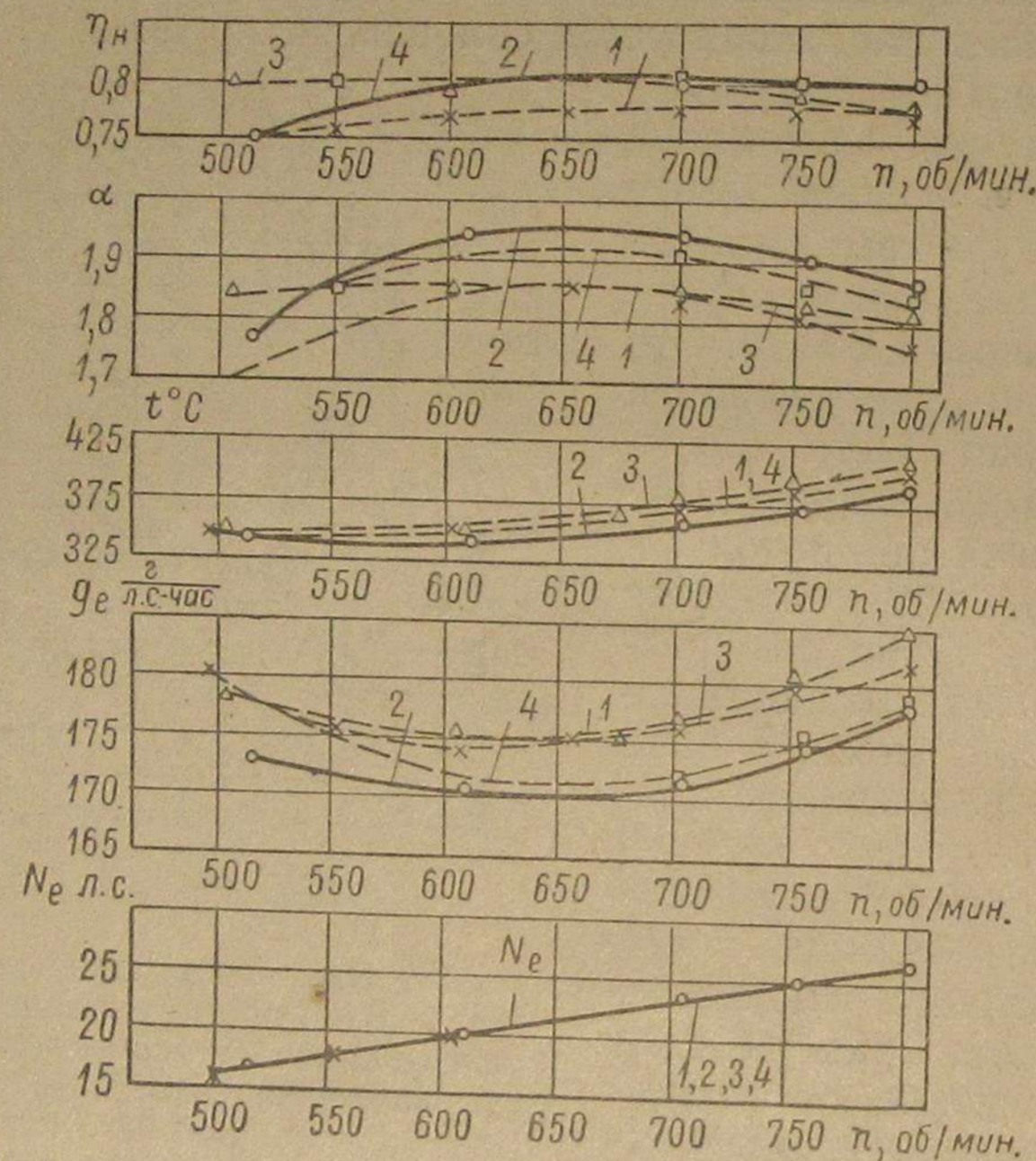
Фиг. 22. Изменение удельного расхода топлива и температуры выхлопа в зависимости от нагрузки при $n = \text{const}$ и работе с топливными насосами РН-1 (индекс 1) и ККАЗ (индекс 2).

Распылитель $6 \times 0,4 \times 135^\circ$.

Фазы газораспределения

В процессе подбора благоприятных фаз газораспределения продолжительность открытия клапанов, а также моменты начала и конца открытия изменялись путем смещения и раздвигания сдвоенных кулачков, специально предусмотренных для этой цели на опытном отсеке.

Все параметры регулировки, кроме газораспределения, во время этих сравнительных испытаний оставались неизменными. Камера



Фиг. 23. Влияние фаз газораспределения на g_e , t_2 , η_v и α при изменении числа оборотов и $p_e = 5,4 \text{ кг/см}^2 = \text{const.}$

сгорания с объемом 330 см^3 , диаметром горловины 58 мм представлена на фиг. 16; распылитель $6 \times 0,4 \times 135^\circ$; опережение подачи за $17,5^\circ$ до ВМТ.

Для определения влияния фаз газораспределения на наполнение рабочего цилиндра снимались зависимости удельного расхода, температуры выхлопа, коэффициента наполнения и коэффициента избытка воздуха от числа оборотов при неизменном $p_e = 5,4 \text{ кг/см}^2$.

Всего было испытано девять вариантов фаз газораспределения, из которых наиболее характерные включены в табл. 1.

Результаты испытания двигателя с этими четырьмя вариантами фаз газораспределения приведены на фиг. 23. Эти результаты наглядно показывают преимущества варианта 2 в сравнении с остальными.

Основные из испытанных вариантов газораспределения

Фазы газораспределения	Варианты газораспределения			
	1	2	3	4
Впускной клапан:				
открытие до ВМТ	$11,5^\circ$	$5-10^\circ$	0°	5°
закрытие после НМТ	41°	$27-30^\circ$	40°	25°
Выпускной клапан:				
открытие до НМТ	$41,5^\circ$	$26-30^\circ$	40°	41°
закрытие после ВМТ	8°	$7-10^\circ$	0°	7°

В ходе испытаний было проверено также влияние на работу двигателя отклонений от оптимальной регулировки, которые могут возникнуть в процессе серийного производства двигателей. Изменение фаз открытия клапанов, указанное в табл. 2 для варианта 2, практически не сказывалось на поведении двигателя.

Поэтому были установлены следующие предельные значения для газораспределения:

	Открытие	Закрытие
Впускной клапан	$5 \div 10^\circ$ до ВМТ	$26 \div 30^\circ$ после НМТ
Выпускной клапан	$26 \div 30^\circ$ до НМТ	$5 \div 10^\circ$ после ВМТ

На этих фазах газораспределения при $p_e = 5,4 \text{ кг/см}^2 = \text{const}$ коэффициент наполнения η_v с уменьшением оборотов двигателя с 800 об/мин. до 500 об/мин. изменялся с $0,8$ до $0,75$, а коэффициент избытка воздуха при тех же условиях падал с $1,87$ до $1,75$, проходя при $\sim 650 \text{ об/мин.}$ через максимум $\alpha = 1,95$.

Определение механического коэффициента полезного действия двигателя

Механический коэффициент полезного действия определялся двумя методами: методом «выбега» и по индикаторным диаграммам.

Для определения механического к. п. д. методом выбега снимались тахограммы изменения числа оборотов при внезапном выключении подачи топлива, следующем за работой двигателя на заданном режиме оборотов и нагрузки.

Механический к. п. д. для заданного режима подсчитывался по формуле

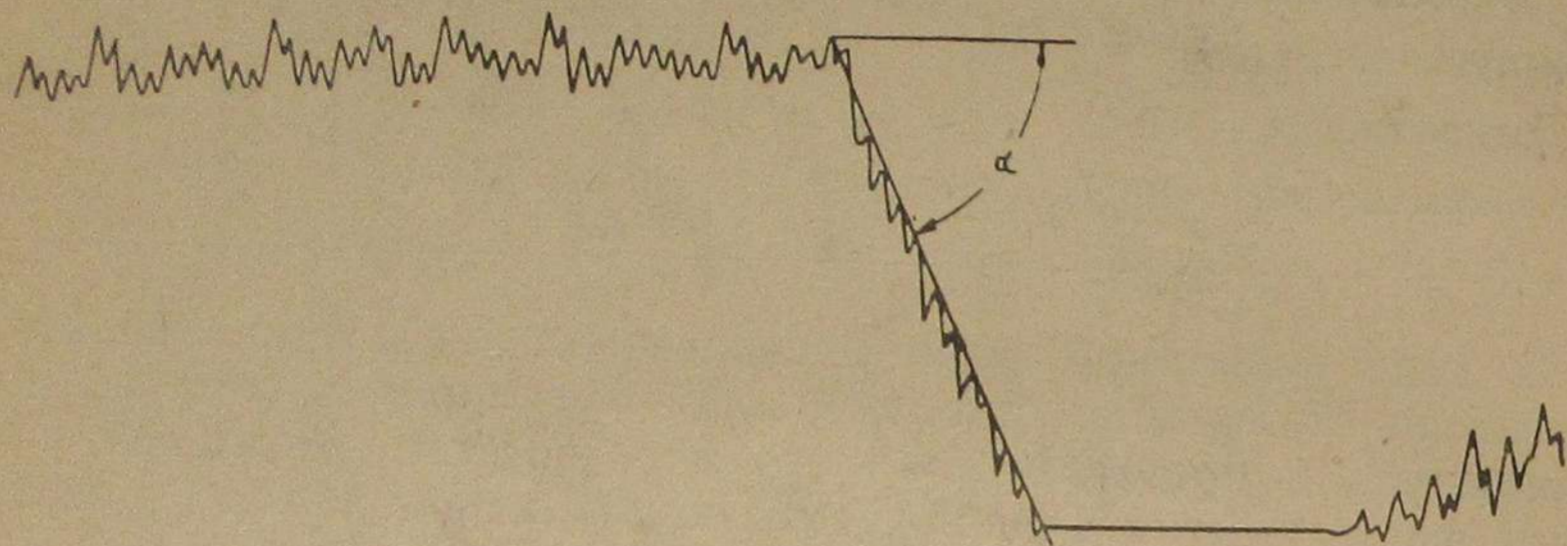
$$\eta_m = 1 - \frac{\text{tg } \alpha_{x,x}}{\text{tg } \alpha},$$

где α и $\alpha_{x,x}$ — углы наклона кривых выбега, снятых соответственно на заданном режиме работы и на холостом ходу при одинаковых оборотах.

На фиг. 24 приведен образец тахограммы, снятой на режиме, близком к номинальным нагрузке и оборотам.

Результаты обработки кривых выбега для нескольких режимов нагрузочной характеристики ($n = 750$ об/мин.) приведены в табл. 2.

По данным табл. 2 построена кривая $\eta_{m \text{ выбег}}$, приведенная на фиг. 25. На том же графике построена «вспомогательная кривая выбега», дающая зависимость от нагрузки величины $\text{tg} \alpha$; эта зависимость является линейной и используется для уточнения значений $\text{tg} \alpha_{\text{хр}}$, которое отсекается вспомогательной кривой выбега на оси ординат.



Фиг. 24. Тахограмма выбега двигателя Ч 18/22 с режима номинальных оборотов и нагрузки: $n = 750$ об/мин.; $p_e = 5,44$ кг/см²; $N_e = 25,4$ л. с.

Тем же методом «выбега» определялся механический к. п. д. при 600 и 700 об/мин. по соответствующим частичным нагрузочным характеристикам (фиг. 26).

Результаты обработки кривых выбега

Таблица 2

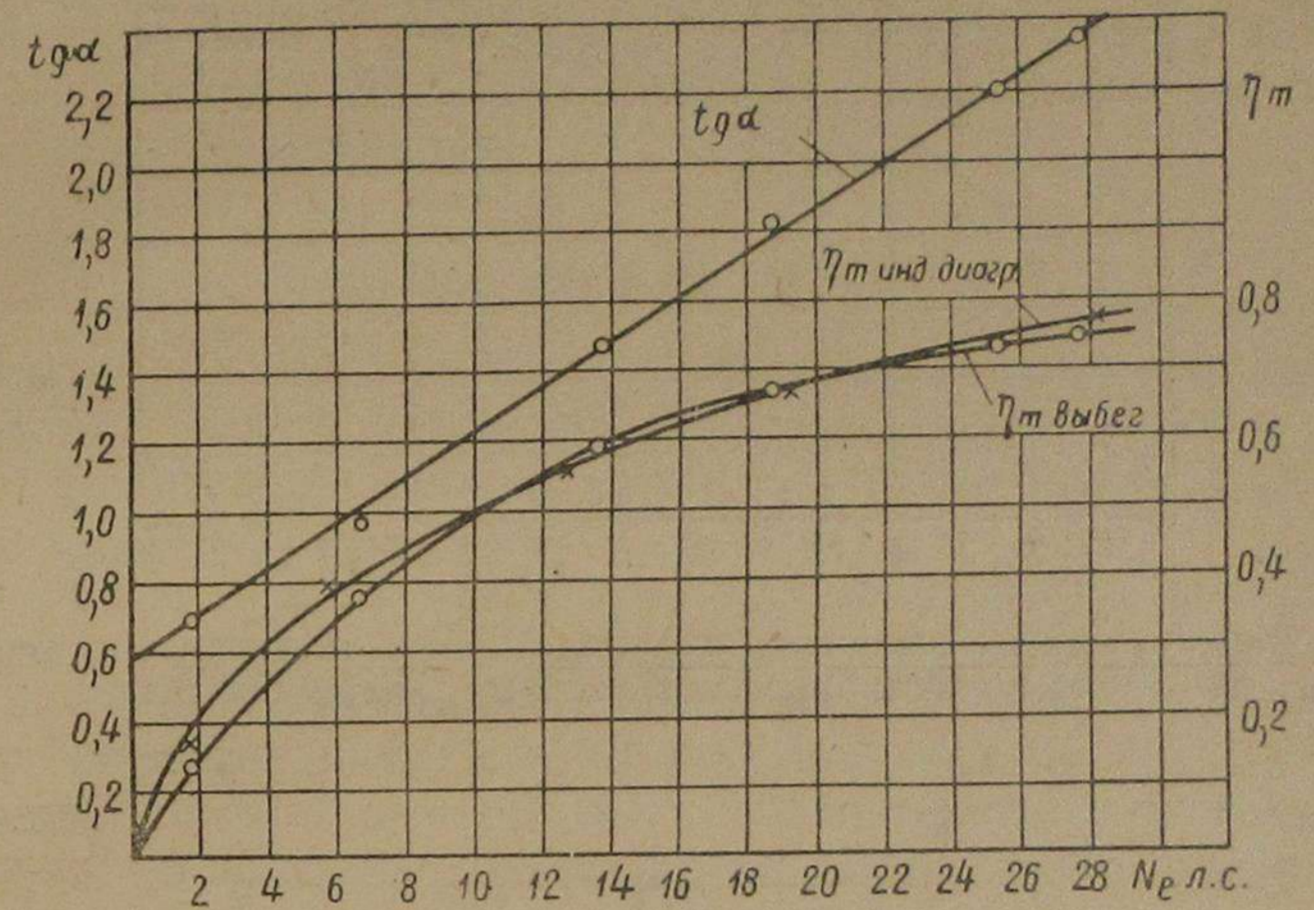
p_e		N_e э. л. с.	$\text{tg} \alpha$	η_m	p_i
кг/см ²	% от номинала				
0	0	0	0,6	—	—
0,364	6,8	1,7	0,694	0,133	2,735
1,445	27	6,75	0,964	0,376	3,84
2,934	54,8	13,7	1,475	0,594	4,93
4,02	75,2	18,8	1,82	0,67	6,00
5,44	101,6	25,4	2,19	0,726	7,49
5,95	111,3	27,82	2,35	0,745	7,98

Для определения механического к. п. д. двигателя по индикаторным диаграммам, последние снимались пневмоэлектрическим индикатором. Обработка диаграмм для определения среднего индикаторного давления велась двумя методами: методом перестройки диаграмм в координатах $p-v$ с последующим планиметрированием и

методом разложения диаграмм в ряд Фурье (см. Труды ЦНИДИ, вып. 28).

Коэффициенты ряда Фурье определялись анализатором Мадера. Среднее индикаторное давление подсчитывалось по формуле

$$p_i = m \frac{\pi}{2} \left(-b_1 + \frac{\lambda}{2} b_2 \right),$$



Фиг. 25. Кривые изменения механического к. п. д. при работе двигателя по нагрузочной характеристике и вспомогательная кривая выбега.

где m — масштаб давлений;

b_1 и b_2 — коэффициенты ряда Фурье;

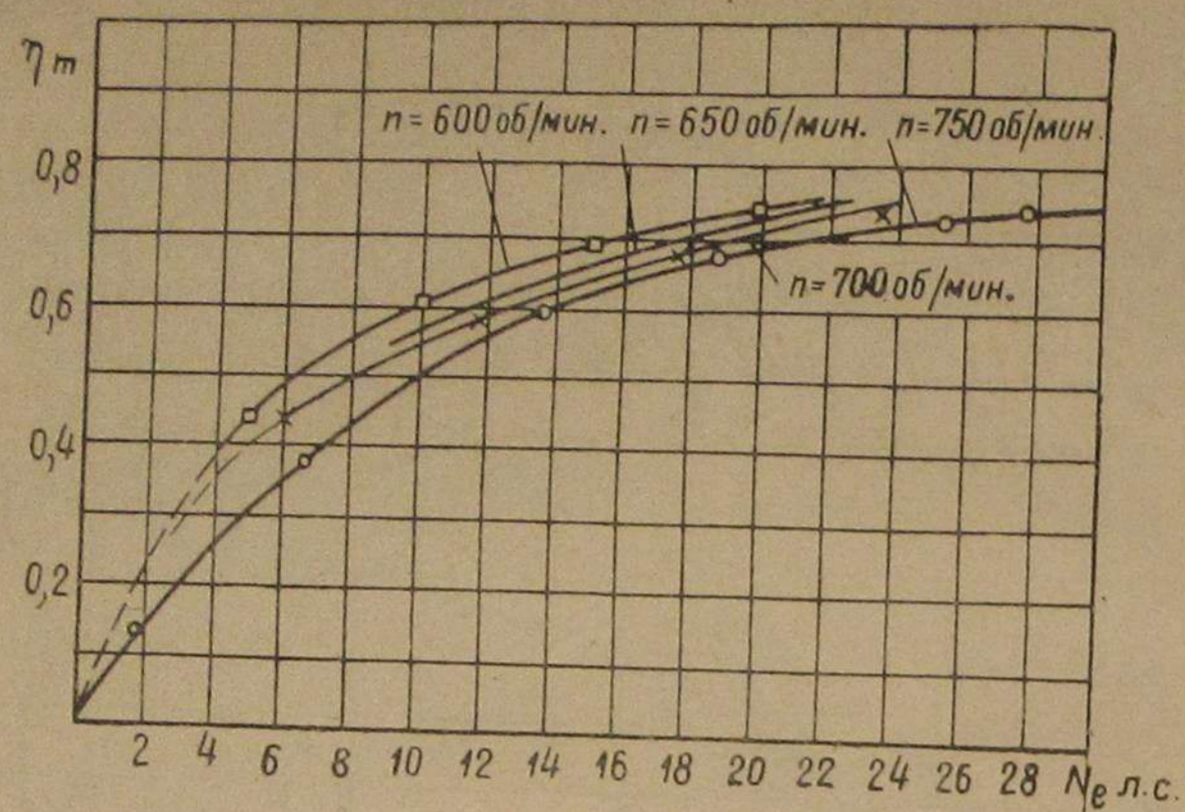
$\lambda = \frac{r}{l}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для каждого режима работы двигателя обрабатывалось не менее двух индикаторных диаграмм.

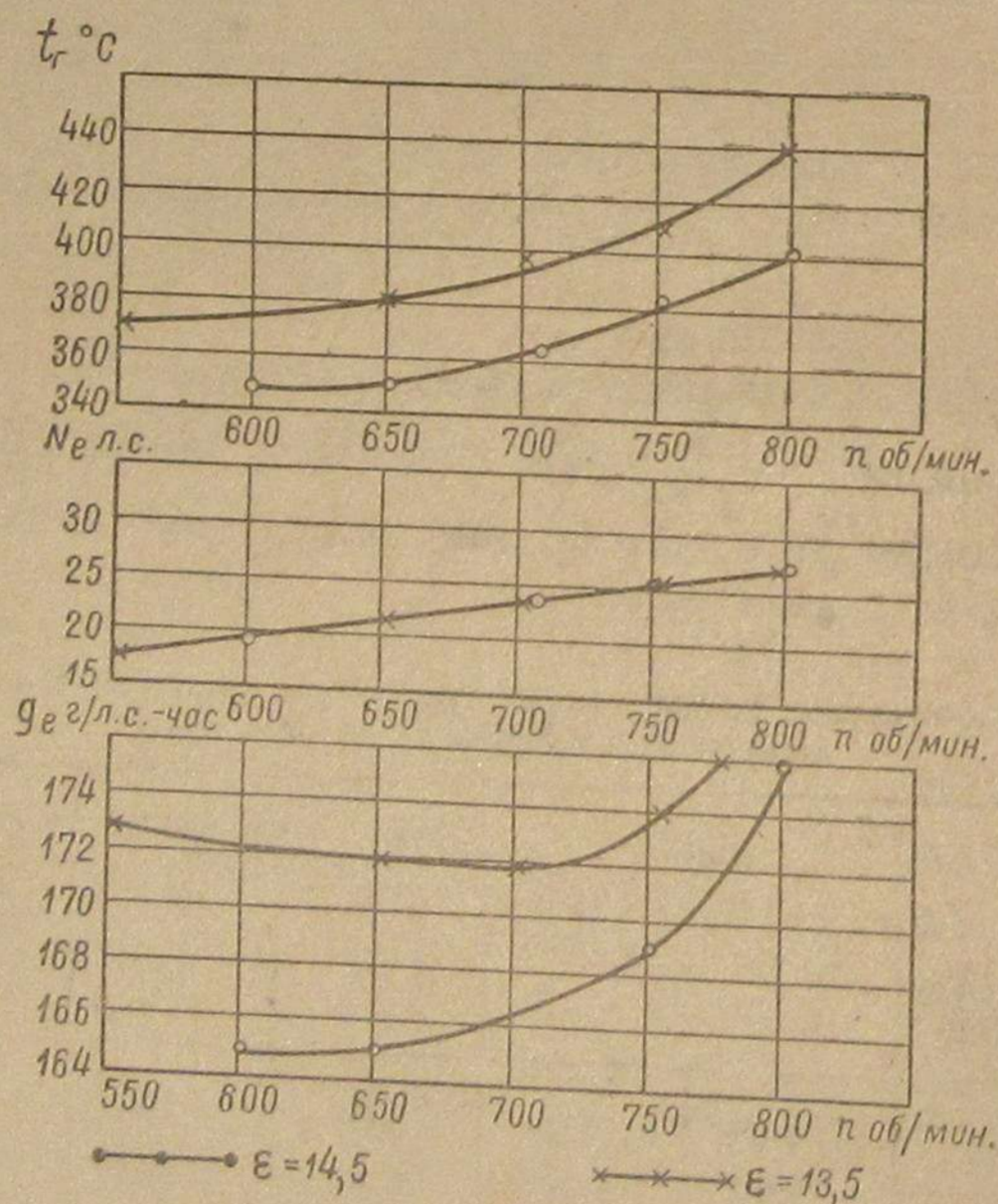
Таблица 3

Результаты обработки индикаторных диаграмм при определении механического коэффициента полезного действия

p_e		N_e э. л. с.	n об/мин.	Метод разложения в ряд Фурье		Метод перестройки диаграмм	
кг/см ²	% от номинала			p_i кг/см ²	η_m	p_i кг/см ²	η_m
0,365	6,6	1,65	750	2,05	0,173	2,26	0,157
1,233	23	5,75	750	3,13	0,393	3,05	0,404
2,71	50,4	12,6	751	4,85	0,557	5,04	0,537
4,14	76,8	19,2	750	6,18	0,670	6,20	0,668
5,44	101,6	25,4	752	7,38	0,737	7,28	0,747
6,04	112,8	28,2	750	7,81	0,774	7,73	0,782



Фиг. 26. Кривые изменения механического к. п. д. при работе двигателя по частичным нагрузочным характеристикам.



Фиг. 27. Влияние степени сжатия на g_e и t_2 .
Распылитель $6 \times 0,35 \times 150^\circ$; $p_e = 5,4$ кг/см²; $p_0 = 180$ кг/см².

Результаты обработки индикаторных диаграмм сведены в табл. 3. Из двух значений механического к. п. д., получаемых при обработке индикаторных диаграмм, следует считать менее точным определенное путем перестройки диаграмм, так как при этом суммируются ошибки при «сворачивании» диаграмм и при планиметрировании.

На фиг. 25 построена также кривая $\eta_m = f(N_e)$ по данным обработки индикаторных диаграмм. Различие значений η_m , определенных по методу выбега и по индикаторным диаграммам, в диапазоне нагрузок от 25 до 110% $N_{ном}$ не превышает 1,5%. Поэтому в дальнейшем эти данные усредняются.

Выбор степени сжатия

Все испытания, описанные выше, проводились на степени сжатия $\epsilon = 13,5$. В целях выяснения влияния степени сжатия на экономические показатели работы двигателя были проведены также испытания при $\epsilon = 14,5$.

На фиг. 27 показано изменение удельного расхода топлива и температуры выхлопных газов при работе двигателя на постоянном значении среднего эффективного давления $p_e = 5,4$ кг/см² и на переменных оборотах, для $\epsilon = 13,5$ и $\epsilon = 14,5$.

Повышение степени сжатия дало существенное улучшение экономичности и понижение температуры выхлопа. Одновременно улучшились пусковые качества двигателя.

Дальнейшее увеличение степени сжатия ограничивалось величиной зазора между поршнем в ВМТ и днищем крышки рабочего цилиндра. Поэтому было принято решение о дальнейшей доводке опытного отсека на степени сжатия $\epsilon = 14,5$.

Камера сгорания

В начале настоящей статьи уже отмечалось, что камеры в поршне обладают рядом ценных качеств в сравнении с обычными неразделенными камерами.

К числу таких качеств относятся:

- возможность повышения мощности двигателя без увеличения напряженности цикла (по температуре отработавших газов и максимальному давлению сгорания);
- уменьшение удельного расхода топлива в результате улучшения смесеобразования;
- уменьшение максимального давления сгорания (p_z);
- уменьшение дымности выхлопа.

К недостаткам камер в поршне следует отнести:

- повышенную тепловую напряженность поршня;
- ухудшение условий работы поршневых колец;
- необходимость увеличения зазоров между верхней частью поршня и втулкой рабочего цилиндра.

При проектировании камеры в поршне следует стремиться, чтобы отношение поверхности камеры к ее объему было наименьшим.

Одновременно необходимо обращать внимание на уменьшение затрат энергии на перетекание из одной полости в другую в процессе сжатия и расширения.

С другой стороны, представляется целесообразным для получения более интенсивного перемешивания воздуха выполнять диаметр горловины в поршне, а также зазор между крышкой и поршнем, минимальными.

Первоначально спроектированная камера была выполнена с учетом опыта исследования и доводки камер в поршне двигателей

Ч 16,5/21 и Ч 23/30, накопленного в ЦНИДИ, а также ряда работ, опубликованных за последние годы, по испытанию подобных камер.

Доводку камеры для двигателя Ч 18/22 предполагалось ограничить изучением влияния небольших изменений элементов камеры для получения благоприятного их сочетания в условиях конкретного двигателя.

Всего было испытано 5 форм камер, которые схематически представлены в табл. 4. Все они могут быть разделены на две группы:

1. Камеры в центре поршня и с осью форсунки, расположенной вертикально, но с эксцентриситетом (10 мм) относительно оси поршня. Эксцентриситет предусматривался для создания

возможности установить клапаны большого диаметра и обеспечить надежную перемычку между ними и форсункой.

2. Камеры в поршне, смещенные на 10 мм от оси поршня и расположенные центрально относительно оси форсунки.

В процессе испытания каждой из камер дополнительно подбирались благоприятные для этой формы камеры следующие параметры.

- геометрическое опережение подачи топлива φ_z ;
- положение сопловых отверстий форсунки по высоте h ;
- количество и диаметр сопловых отверстий;
- угол между диаметрально противоположными отверстиями распылителя α .

Камера I. На этой камере проводились первоначальные доводочные испытания опытного отсека, подбор топливной аппаратуры, выбор фаз газораспределения и проверка работы на различных степенях сжатия. На фиг. 28 приведены зависимости g_e , G_T и t_2 от p_e , полученные при испытаниях двигателя с этой камерой, рас-

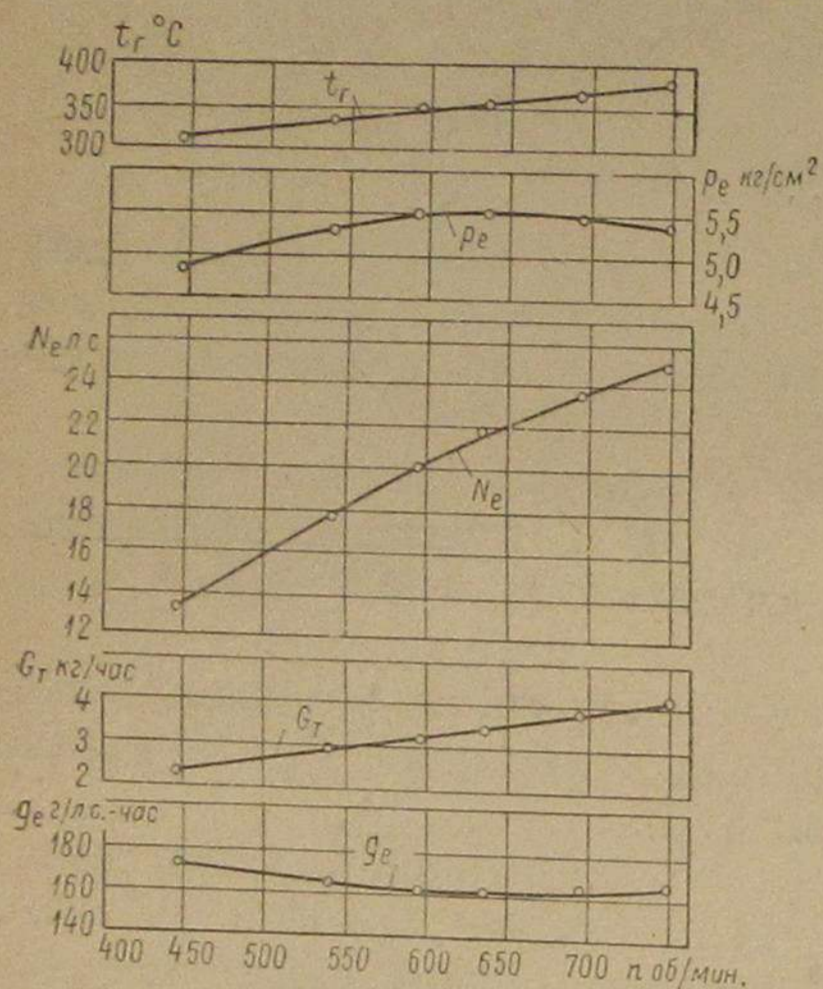
Конструктивные формы испытанных камер в поршне

№ камер	Форма камеры и расположение форсунки	Размеры камеры						
		d мм	α°	h мм	D мм	V_K см ³	$\frac{V_K}{0,785 d^2}$ см	$\frac{V_K}{V_c}$
I		58,7	45°	49,5	107	320	11,8	0,77
II		58	45°	49,5	107	325	12,3	0,78
III		51,4	37°40'	49,5	107	325	15,7	0,78
IV		65,7	51°30'	49,5	104	330	9,7	0,79
V		75,8	58°30'	48,5	104	330	7,3	0,79
VI		66,4	53°	49,5	104	325	9,4	0,78

пылителем $6 \times 0,4 \times 135^\circ$ и опережением $\varphi_z = 17,3^\circ$ при $n = 750$ об/мин. = const. На номинальной мощности (25 э. л. с.) имеем $g_e = 172$ г/э. л. с.-час и $t_T = 390 - 400^\circ$ С.

При разборке после 100 час. работы на поверхности днища поршня со стороны, противоположной расположению форсунки, была обнаружена зона нагарообразования в виде серповидного пояска (с длиной хорды 120—130 мм). Вероятной причиной такого несимметричного нагарообразования является использование симметричного распылителя при эксцентричном расположении его относительно оси поршня камеры

Камера II. Камера имела те же размеры, что и камера I, но была расположена центрально относительно оси форсунки для обеспечения равномерного распределения струй топлива на входных кромках камеры в поршне.



Фиг. 28. Изменение удельного расхода топлива (g_e), температуры выхлопа (t_2) и часового расхода топлива (G_T) в зависимости от p_e при 750 об/мин. и работе с камерой I.

возможности установить клапаны большого диаметра и обеспечить надежную перемычку между ними и форсункой.

2. Камеры в поршне, смещенные на 10 мм от оси поршня и расположенные центрально относительно оси форсунки.

В процессе испытания каждой из камер дополнительно подбирались благоприятные для этой формы камеры следующие параметры.

- геометрическое опережение подачи топлива φ_z ;
- положение сопловых отверстий форсунки по высоте h ;
- количество и диаметр сопловых отверстий;
- угол между диаметрально противоположными отверстиями распылителя α .

Камера I. На этой камере проводились первоначальные доводочные испытания опытного отсека, подбор топливной аппаратуры, выбор фаз газораспределения и проверка работы на различных степенях сжатия. На фиг. 28 приведены зависимости g_e , G_T и t_2 от p_e , полученные при испытаниях двигателя с этой камерой, рас-

Показатели работы двигателя с камерой II оказались несколько лучшими, чем с камерой I (табл. 5). Налет нагара был меньше, чем при работе с камерой I.

Камеры III, IV и V. Эти камеры имели различный диаметр входной горловины. Результаты испытаний при наиболее благоприятных из испытанных сочетаний параметров регулировки приведены в табл. 5.

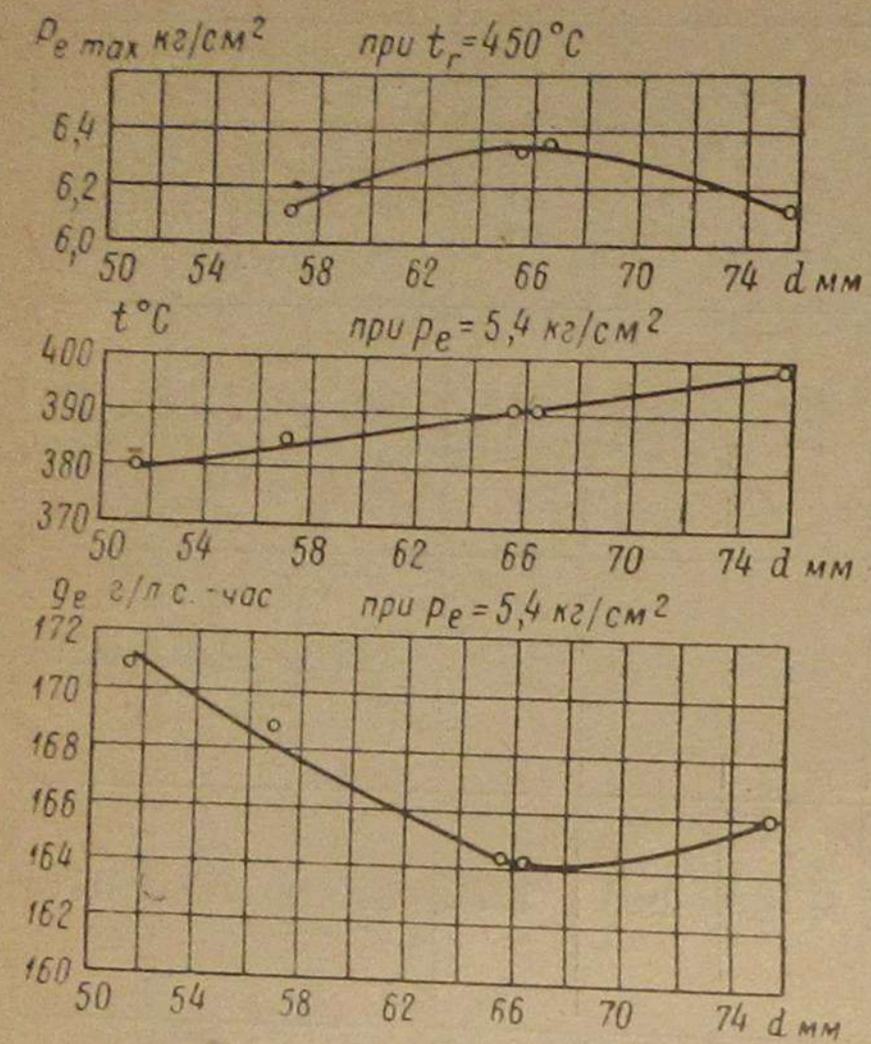
По результатам испытаний построены графики зависимости g_e , t_T и $p_{e \max}$ от диаметра горловины камеры, приведенные на фиг. 29. Наилучшая работа, судя по экономичности и мощности, соответствующей температуре выхлопа 450°C , получена при диаметре горловины 66 мм.

Камера VI. Она была выполнена с горловиной диаметром 66 мм для проведения контрольных испытаний, окончательной регулировки двигателя и для получения паспортных характеристик двигателя.

Таблица 5

Результаты испытаний двигателя с различными вариантами камеры в поршне

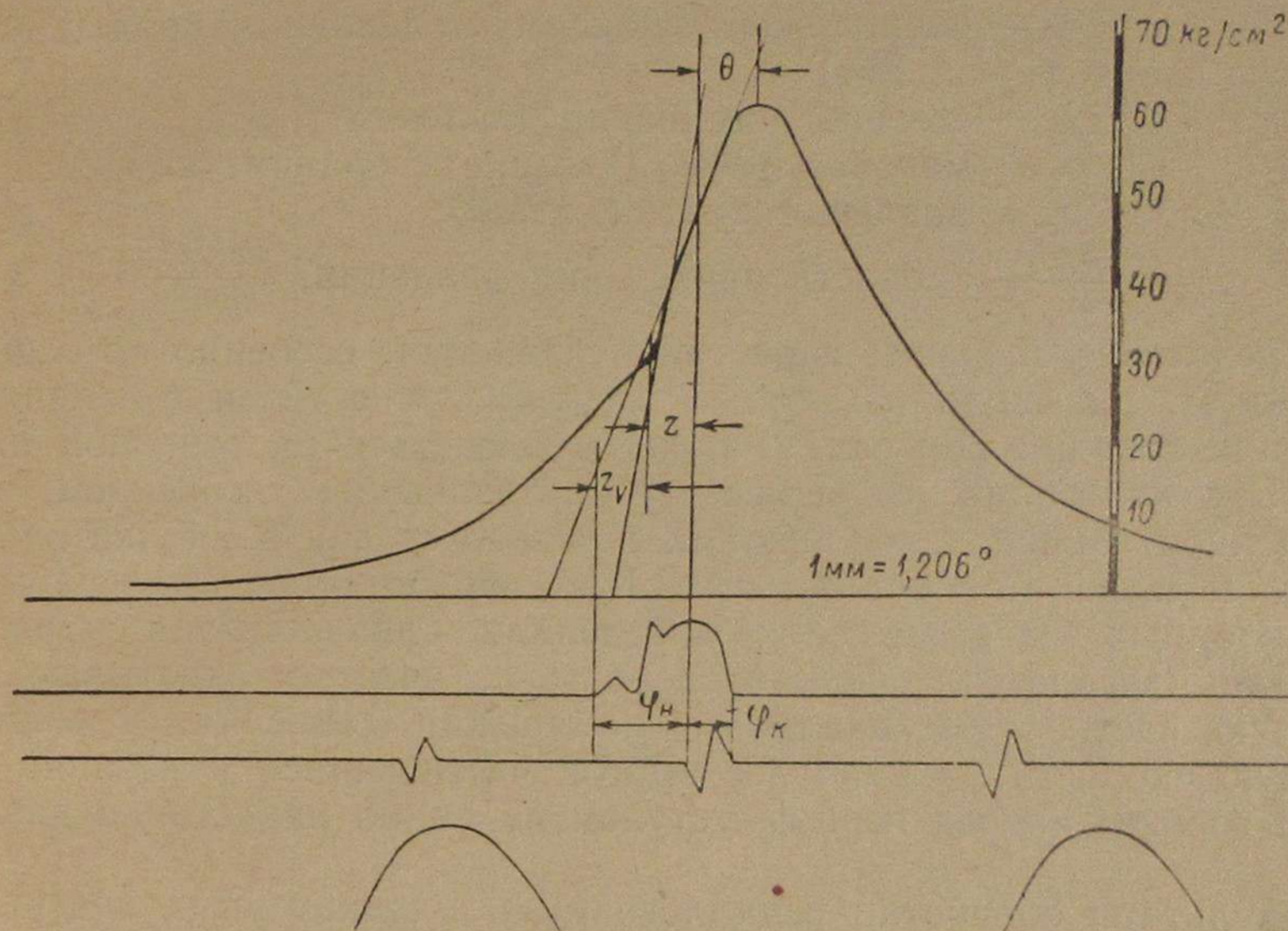
Наименование величин	Камеры			
	II	III	IV	V
Диаметр горловины, мм	57	51,4	65,7	75,8
Объем камеры, см ³ . . .	325	325	330	330
Мощность, э. л. с.	25,2	25,3	25,3	25,2
Число оборотов, об/мин.	750	757	750	750
Удельный расход топлива, г/э. л. с.-час	170	168	164	165
Температура выхлопа, °C	390	380	390	396
Геометрическое опережение, град. до ВМТ	22	16	20	23,5
Распылитель	6×0,35×150°	6×0,4×135°	6×0,4×135°	6×0,4×150°
Расположение сопловых отверстий по высоте, h мм	1,2	2,8	0,5	0,5



Фиг. 29. Зависимость g_e , t_2 и $p_{e \max}$ от диаметра горловины камеры в поршне.

В процессе подбора распылителей к этой камере были испытаны следующие распылители: $6 \times 0,4 \times 135^\circ$; $6 \times 0,35 \times 150^\circ$; $6 \times 0,4 \times 150^\circ$; $8 \times 0,3 \times 140^\circ$ (от двигателя В-2). Для каждого из них подбирались оптимальные углы опережения подачи топлива и высота расположения форсунки.

Особое внимание было обращено на возможность использования выпускаемого промышленного серийного распылителя $8 \times 0,3 \times 140^\circ$.



Фиг. 30. Образец обработки осциллограммы, снятой на режиме номинальной нагрузки при работе на дизельном топливе; $n = 752$ об/мин.; $N_e = 25,2$ л. с.; $g_e = 166,5$ г/э. л. с.-час; $p_z = 62$ кг/см²; $p_c = 34$ кг/см²; $\varphi_2 = 20^\circ$; $\varphi_3 = 6,75^\circ$; $\varphi_n = 13,25^\circ$; $\varphi_k = 5,85^\circ$; $\varphi = 19,1^\circ$; $z_v = 7^\circ$; $z = 6,25^\circ$; $\theta = 7,6^\circ$;
 $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 2,81$ (6,3) кг/см² град.

Действительно, результаты испытаний показали, что этот распылитель может быть принят в качестве основного, обеспечивающего хорошую работу двигателя. С этим распылителем двигатель был подвергнут испытаниям по нагрузочной, внешней и винтовой характеристикам, а также осциллографированию давления в цилиндре и подъема иглы форсунки и индицированию пневмоэлектрическим индикатором, для более подробного суждения об особенностях рабочего процесса.

На фиг. 30 приведен образец осциллограммы, относящейся к работе двигателя на режиме номинальной нагрузки. Принятые при обработке осциллограмм обозначения:

φ_2 — геометрический угол начала нагнетания топлива, определенный по мениску, в градусах поворота коленчатого вала (п. к. в.);

- φ_H — начало действительного впрыска топлива (начало подъема иглы форсунки), град. п. к. в.;
- $\varphi_3 = \varphi_2 - \varphi_H$ — запаздывание впрыска топлива, град. п. к. в.;
- φ — общая продолжительность впрыска топлива, град. п. к. в.;
- $z_v = \varphi_H - z$ — запаздывание воспламенения, град. п. к. в.;
- z — начало горения (начало подъема давления), град. п. к. в. до ВМТ;
- θ — расположение максимума давления, град. п. к. в. за ВМТ;
- λ — степень повышения давления;
- p_z — максимальное давление сгорания, $кг/см^2$;
- p_c — давление сжатия, $кг/см^2$;
- $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ — скорость нарастания давления, $\frac{кг/см^2}{град}$.

Определение скорости нарастания давления, особенно по осциллограммам, вызывало некоторые затруднения в связи с наличием по линии горений колебаний, накладывающихся на основной процесс. Эти колебания вероятнее всего связаны не с горением, а с искажением записи из-за инерции газового столба в индикаторном канале и из-за инерции шлейфа. При обработке осциллограмм и индикаторных диаграмм все же определялись два значения скорости нарастания давления: средняя скорость на участке, охватывающем большую часть первоначального повышения давления, и максимальную скорость на наиболее крутой части записи колебаний на линии горения (перед первым уступом на линии нарастания давления).

Результаты обработки осциллограмм и индикаторных диаграмм сведены в табл. 6.

Рассмотрение осциллограмм и индикаторных диаграмм позволяет отметить следующее.

- а) запаздывание впрыска (φ_3) и начало действительного впрыска (φ_H) при работе по нагрузочной характеристике остаются практически постоянными;
- б) продолжительность впрыска (φ) при возрастании нагрузки от 50 до 110% увеличивается от 15,1 до 21,1 град. п. к. в.;
- в) максимум давления в цилиндре при полной мощности соответствует $7,6^\circ$ после ВМТ и равен $62 кг/см^2$;
- г) период задержки воспламенения составляет $6,7^\circ$ при нагрузке 110% и увеличивается до $8,5^\circ$ при снижении нагрузки до 50% от номинала;
- д) средняя скорость нарастания давления лежит в пределах $2,5-3,0 \frac{кг/см^2}{град}$.

Полученные результаты можно считать вполне удовлетворительными; поэтому двигатель при той же регулировке был подвергнут контрольным испытаниям на режимах нагрузочной, внешней и винтовой характеристик. Данные, полученные при этих испытаниях, приведены на фиг. 31, 32 и 33.

Таблица 6

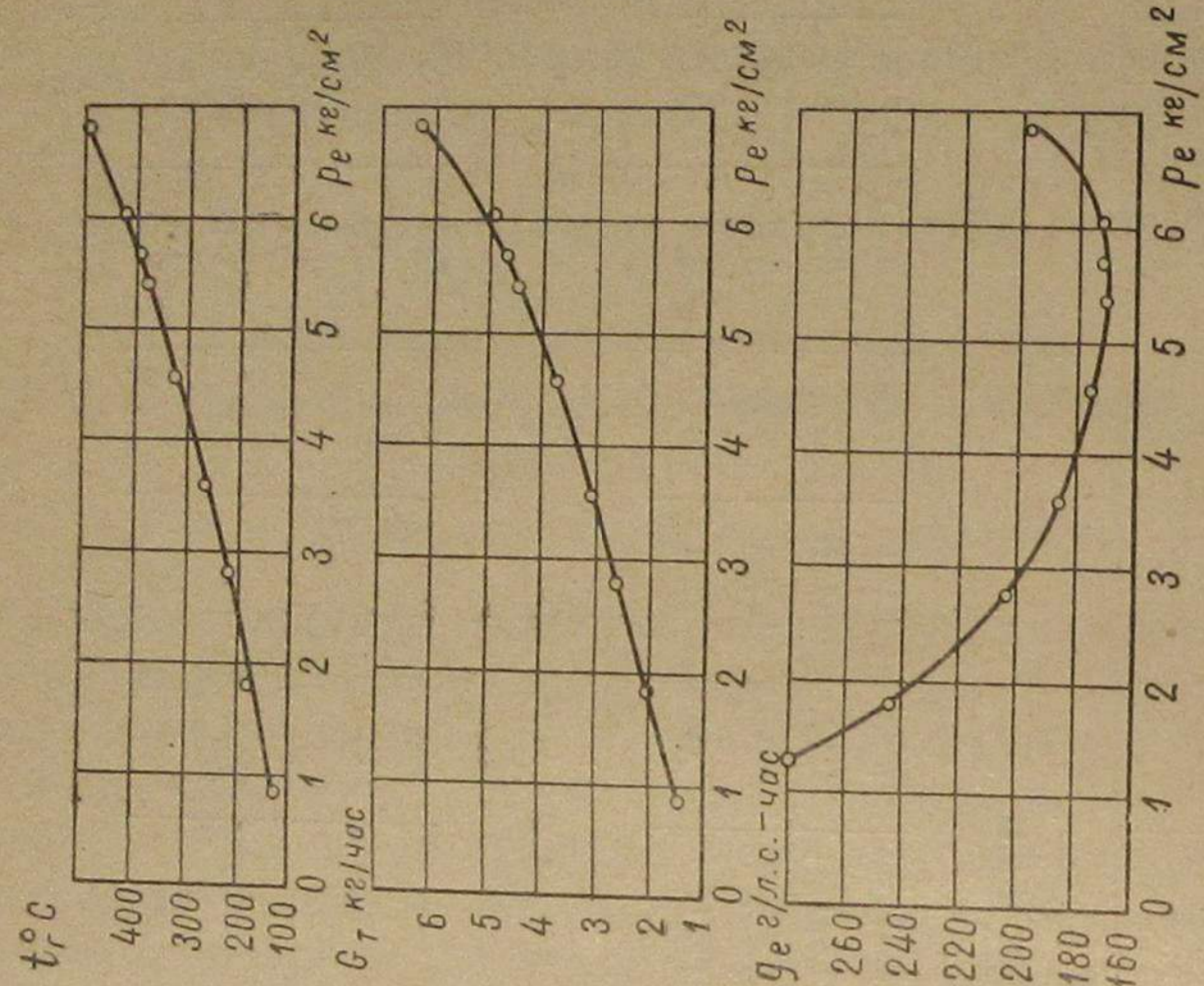
Результаты обработки осциллограмм и индикаторных диаграмм, снятых при работе на дизельном топливе

n об/мин	N л. с.	d _c в. с. ч. см	p _z кг/см ²	p _c кг/см ²	По осциллограммам						z*	θ	$\frac{\Delta p^{**}}{\Delta \alpha}$	
					λ	φ ₂	φ ₁	φ _H	φ _K	φ				z _v
752	25,2	166,5	62	34	1,82	20	6,75	13,25	5,85	19,1	7,0	-6,25	7,6	2,81/6,3
750	27,4	166,0	63	34	1,85	20	7,0	13,0	8,1	21,1	6,7	-6,0	8,6	2,5/5,1
750	19,6	176,5	59	33	1,78	20	6,8	13,2	4,3	17,5	7,6	-5,5	6,9	2,56/4,6
750	12,6	199,0	56	33	1,69	20	6,9	13,1	2,0	15,1	8,5	-4,6	5,7	3,0/6,0
752	25,4	165,5	62	35	1,77	20	—	—	—	—	—	-6,1	7,8	2,6/4,5
750	28,2	164	64	36	1,78	20	—	—	—	—	—	-5,9	8,0	2,5/4,2
750	19,2	172	59	35	1,68	20	—	—	—	—	—	-5,0	6,7	3,0/5,1
751	12,6	193	56	35	1,6	20	—	—	—	—	—	-4,7	5,4	3,1/5,0
750	5,75	280	51	35	1,45	20	—	—	—	—	—	-9,3	3,0	5,7/8,7

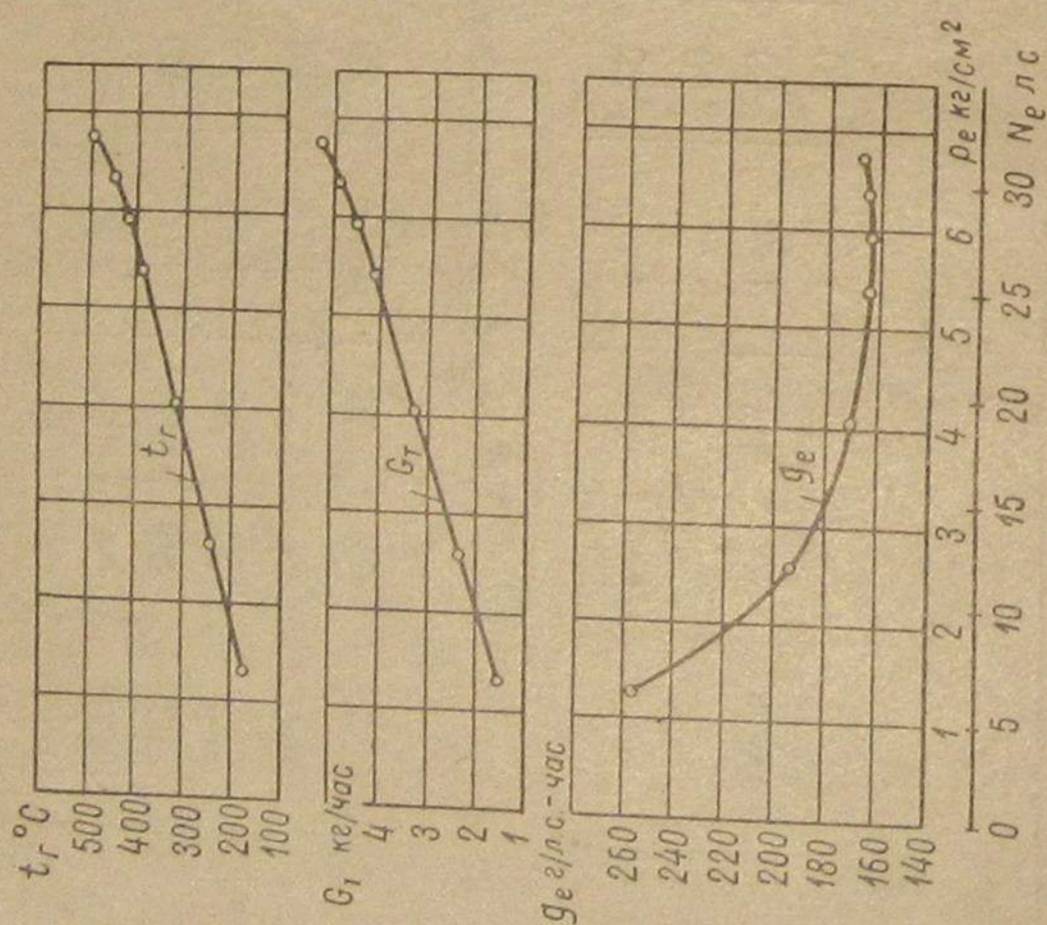
По индикаторным диаграммам

* Знак минус обозначает угол до ВМТ.

** Знаменатель обозначает максимальную жесткость по первому уступу кривой нарастания давления. Числитель обозначает жесткость по касательной к нескольким уступам кривой нарастания давления.



Фиг. 32. Результаты испытаний двигателя на режимах внешней характеристики.



Фиг. 31. Результаты испытаний двигателя на режимах нагрузочной характеристики.

Расход топлива на номинальных нагрузках и оборотах равен 165 г/э. л. с.-час; при этом кривая удельных расходов оказывается достаточно пологой. При нагрузке 50% по нагрузочной характеристике $g_e = 185$ г/э. л. с.-час, при работе по внешней характеристике до 500 об/мин. удельный расход топлива не превышает 170 г/э. л. с.-час; при работе по винтовой характеристике g_e медленно возрастает и при мощности 6 э. л. с. составляет 202 г/э. л. с.-час.

Температура отработавших газов при нагрузке 110% $N_{ном}$ достигает лишь 400°C , что указывает на удовлетворительное протекание рабочего процесса.

На всех режимах нагрузки работа двигателя протекала при бездымном выхлопе.

При проверке пусковых качеств двигателя, последний перед каждым пуском устанавливался в положение 5° после ВМТ на такте рабочего хода. После подачи воздуха в цилиндр первая вспышка происходила при следующем такте сжатия, что зафиксировано на осциллограмме пуска (фиг. 34).

Пусковое число оборотов колебалось в пределах 92—120 об/мин., а продолжительность раскрутки двигателя до первой вспышки составляла 1,5—2 сек.

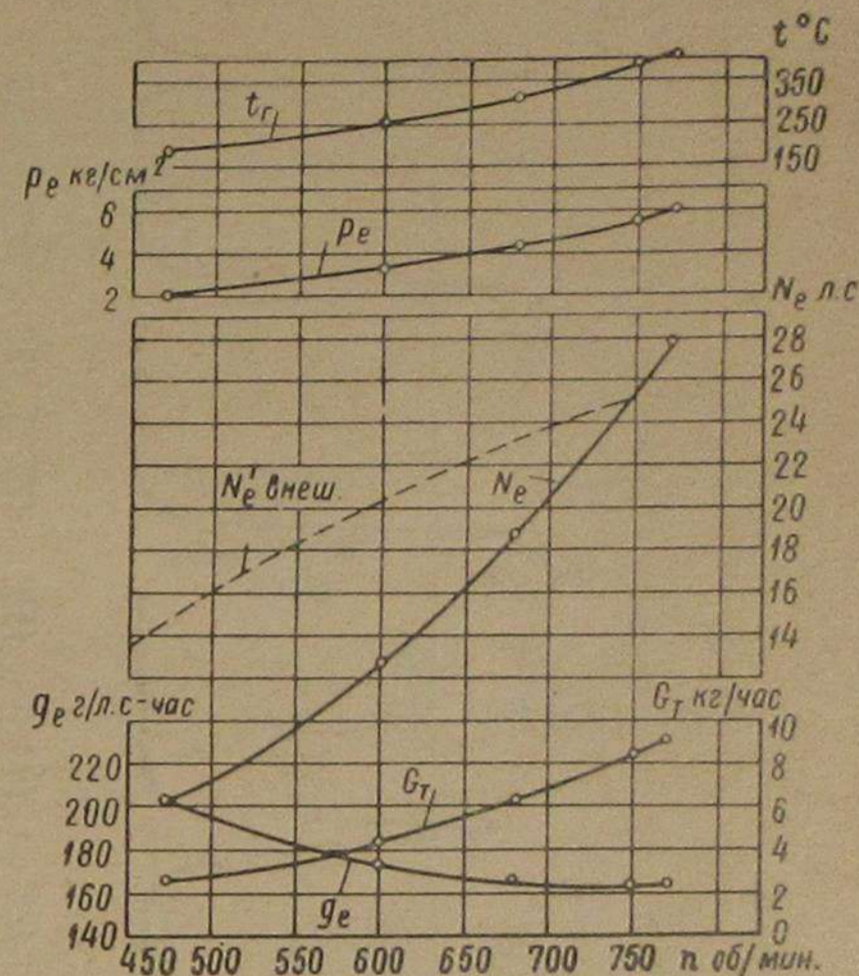
Количество последовательных пусков при падении давления в баллоне с 25 до 16 кг/см² (при емкости баллона 78 л) было равно 10. При давлении в баллоне ниже 16 кг/см² двигатель не запускался.

Работа на утяжеленных сортах топлива

По техническим условиям на проектирование двигателя Ч 18/22 требовалось, чтобы он мог работать на моторном топливе ДТ-1 (М₃) ГОСТ 1667—51. Проверка выполнения этого требования производилась на двух образцах топлива (топливо № 1 и топливо № 2), не вполне соответствующих нормам ГОСТ на ДТ-1; результаты анализа этих топлив приведены в табл. 7.

При первых же попытках работы на утяжеленном топливе было установлено, что в систему подвода топлива к фильтру необходимо включить подкачивающий насос. Подача топлива самотеком не обеспечивала просасывания утяжеленных топлив через войлочный фильтр и вызывала перебои подачи топлива.

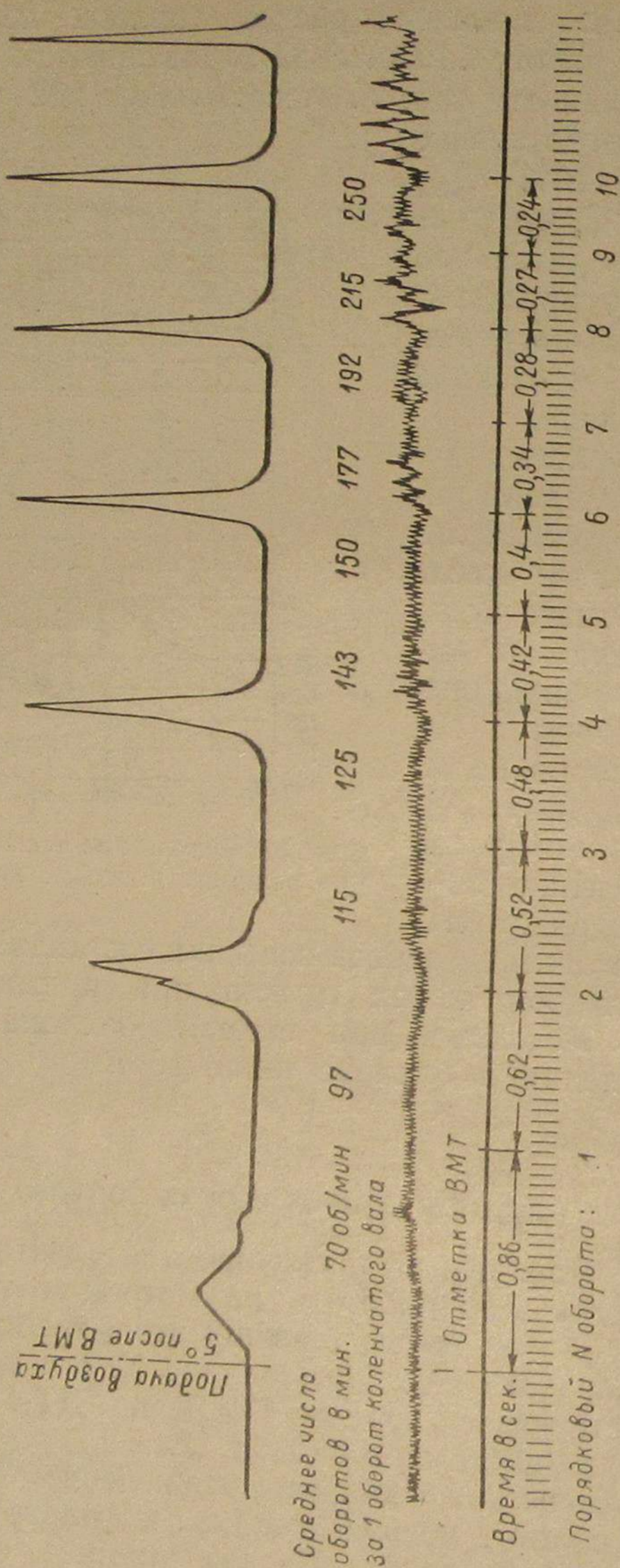
Попытки обойтись без топливоподкачивающей помпы за счет подогрева топлива не дали положительных результатов, хотя работа



Фиг. 33. Результаты испытаний двигателя на режимах винтовой характеристики.

Результаты анализа утяжеленных топлив № 1 и № 2

Наименование показателя	Технические нормы		Результаты анализа	
	Дизельное топливо ГОСТ 305-47	ДТ ₁ (М ₂) ГОСТ 1667-51	Топливо № 1	Топливо № 2
Вязкость при 50° С:				
а) кинематическая, <i>сст</i>	При 20° С 5—8,5	Не более 36	28,4	17,2
б) по Энглеру, <i>Е₅₀</i>	При 20° С 1,4—1,7	Не более 5,0	4,2	2,6
Фракционный состав: до 250° С перегоняется не более, %	45	15	8,5	5
Коксуемость, %	0,1	Не более 3,0	3,97	2,55
Зольность, %	0,025	Не более 0,04	0,102	0,098
Содержание серы, %	0,2	Не более 0,5	0,58	0,49
Механические примеси, %	Отсутствуют	Не более 0,1	0,14	0,07
Содержание воды, %	То же	0,1	1,1	0,1
Температура вспышки (определения в закрытом тигле), °С	65	Не ниже 66	93—94	—
Удельный вес при 20° С, г/см ³	—	—	0,923	0,923
Теплотворная способность низшая, кал/г	—	—	9601	9901



Фиг. 34. Пусковая диаграмма опытного отсека двигателя Ч 18/22. Давление в пусковом баллоне — 18 кг/см²; температура помещения и двигателя 17°С; топливо — дизельное.

двигателя и стала более устойчивой. В дальнейшем при работе с утяжеленными топливами подкачная помпа создавала в питающей насос линии давление в 1 кг/см².

Испытания на моторных топливах № 1 и № 2 проводились при выбранных для дизельного топлива параметрах регулировки двигателя (камера в поршне VI типа, степень сжатия 14,5, распылитель 8×0,3×140°, положение форсунки по высоте $h = 1,75$ мм, давление начала подъема иглы форсунки $p_0 = 180$ кг/см²).

В процессе испытаний подбирался оптимальный угол опережения впрыска топлива, который оказался таким же, как и для дизельного топлива, $\varphi_2 = 20^\circ$.

Двигатель при переходе на моторные топлива № 1 и № 2 работал устойчиво при бездымном выхлопе на всех режимах нагрузки.

Однако работа была более жесткой, особенно на топливе № 2, что подтверждалось осциллограммами.

В процессе испытаний на режимах нагрузочной характеристики были получены результаты, приведенные на фиг. 35.

Осциллографирование давления в цилиндре и подъема иглы форсунки производилось при работе двигателя на режимах нагру-

зочной и винтовой характеристик только на топливе № 2, на котором двигатель работал более жестко (в особенности — на дробных нагрузках).

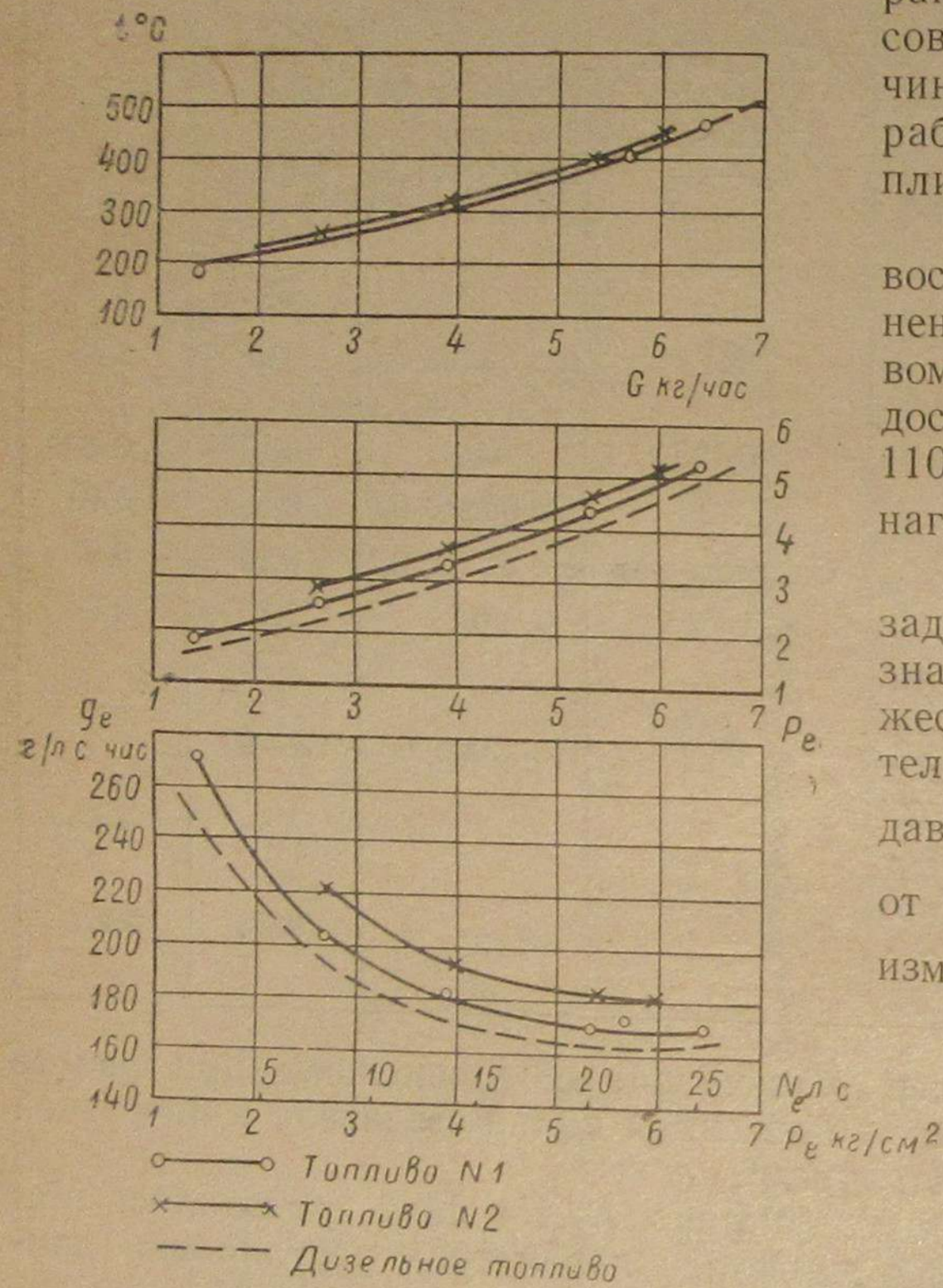
Результаты обработки осциллограмм приведены в табл. 8. Из них следует:

а) запаздывание впрыска (φ_3), действительное начало впрыска (φ_H), продолжительность впрыска (φ) и максимальное давление сгорания (p_z) практически совпадают с теми же величинами, полученными при работе на дизельном топливе;

б) период задержки воспламенения (z_v) в сравнении с дизельным топливом сильно увеличился, достигнув $11,4^\circ$ при $110\% N_{e\text{ном}}$ и $18,6^\circ$ при нагрузке $50\% N_{e\text{ном}}$;

в) в связи с большой задержкой воспламенения значительно возросла и жесткость работы двигателя. Скорость нарастания давления $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ возрастает от $6,1$ до $12,5 \frac{\text{кг/см}^2}{\text{град}}$ при изменении нагрузки от 100 до $25\% N_{e\text{ном}}$.

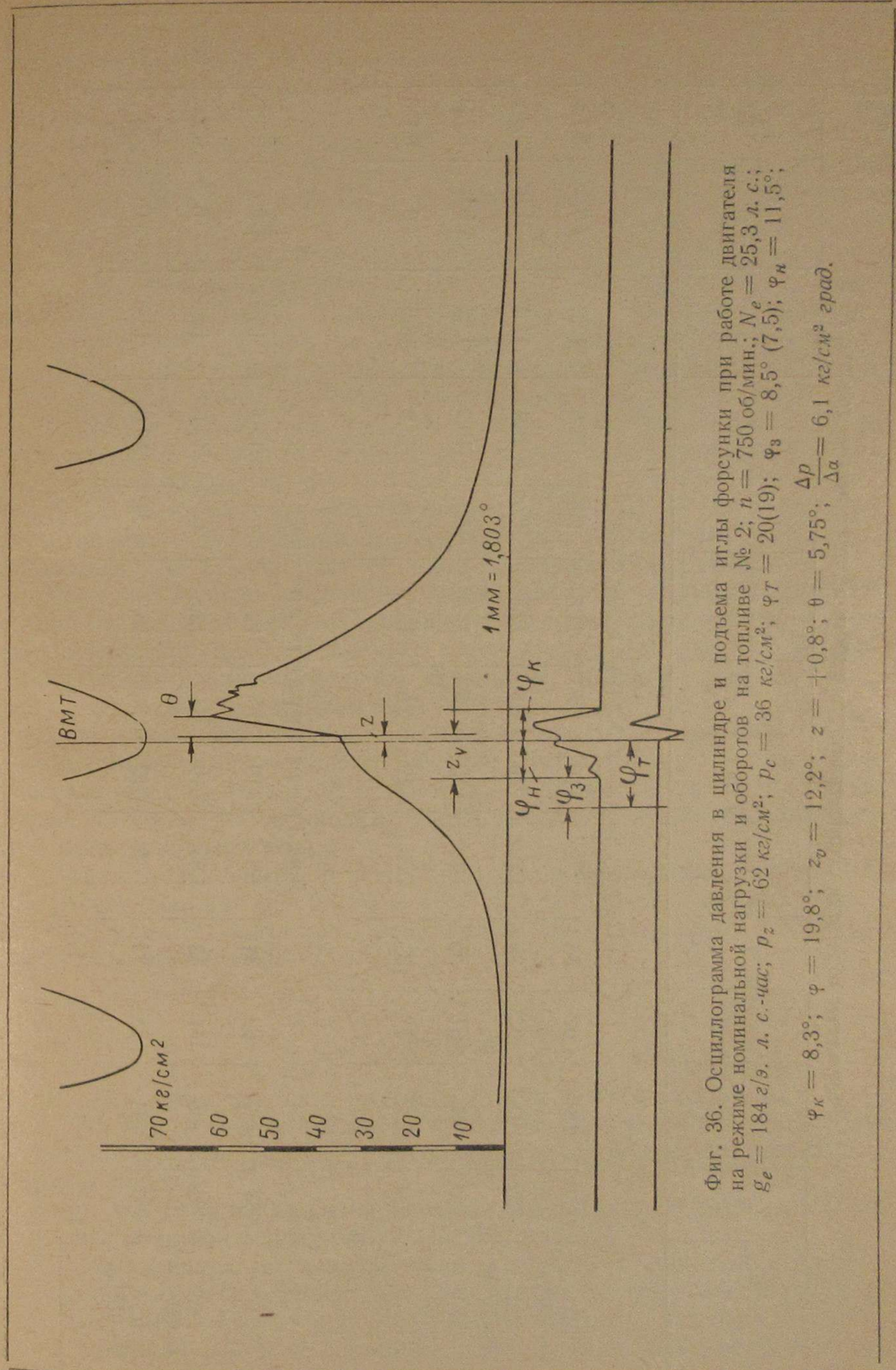
Возрастание жесткости вероятнее всего может быть связано с низким цетановым числом топлива № 2. На фиг. 36 приведен пример обработанной осциллограммы, снятой на режиме номинальной нагрузки при работе на топли-



Фиг. 35. Результаты испытаний на режимах работы по нагрузочной характеристике, полученные при использовании дизельного топлива и утяжеленных топлив № 1 и № 2 ($n = 750$ об/мин.).

ве № 2; помимо крутого нарастания давления во время горения, в начале линии расширения имеются колебания, характерные для диаграмм жестко работающих двигателей.

Удельный расход топлива при переходе с дизельного на утяжеленные топлива существенно возрос и составил для топлива № 1 $173 \text{ г/э. л. с.-час}$ и для топлива № 2 $184 \text{ г/э. л. с.-час}$ при номинальной нагрузке. Для топлива № 1 увеличение удельного расхода может быть полностью объяснено меньшей теплотворной способ-



Фиг. 36. Осциллограмма давления в цилиндре и подъема иглы форсунки при работе двигателя на режиме номинальной нагрузки и оборотов на топливе № 2; $n = 750$ об/мин.; $N_e = 25,3 \text{ л. с.}$; $g_e = 184 \text{ г/э. л. с.-час}$; $p_z = 62 \text{ кг/см}^2$; $p_c = 36 \text{ кг/см}^2$; $\varphi_T = 20(19)^\circ$; $\varphi_3 = 8,5^\circ$ ($7,5$); $\varphi_H = 11,5^\circ$; $\varphi_K = 8,3^\circ$; $\varphi = 19,8^\circ$; $z_v = 12,2^\circ$; $z = +0,8^\circ$; $\theta = 5,75^\circ$; $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 6,1 \text{ кг/см}^2 \text{ град}$.

N_e л. с.	мин/до и	d_e мм/с-час	P_z кг/см ²	P_c кг/см ²	λ	φ_2	φ_1	φ_H	φ_K^*	φ	z_v	z^*	θ	$\frac{\Delta p}{\Delta a}$
Нагрузочная характеристика														
25,3 (~100%/о)	751	184	62	36	1,72	19	7,5	11,5	8,3	19,8	12,2	+0,8	5,75	6,1
27,8 (~115%/о)	752	182,5	62	36	1,72	19	6,5	12,5	8,9	21,4	11,4	-1,07	6,8	6,95
18,9 (~75%/о)	751	192	61	36	1,7	19	7,5	11,5	5,4	16,9	12,6	+0,9	5,75	6,5
12,6 (~55%/о)	751	222	57	35	1,63	19	6,5	12,5	1,8	14,3	18,6	+6	8,1	12,5
Винтовая характеристика														
19,0 (~75%/о)	683	189	62	34	1,8	19	7	12	5,1	17,1	13,3	+1,3	6,55	6,9
13,1 (~50%/о)	650	196	61	33	1,83	19	5,5	13,5	0	13,5	13,5	0	3,7	11,5
6,15 (~25%/о)	470	234	58	33	1,75	19	5,8	13,2	-2,9	10,3	13,2	0	2,2	10,5

* знак минус обозначает угол до ВМГ.

ностью этого топлива, топливо же № 2, видимо, обладает существенно отличающимися физико-химическими качествами.

Температура выхлопных газов при работе на топливе № 1 не превышала температуры при работе на дизельном топливе. При работе на топливе № 2 температуры выхлопных газов на всех нагрузках были выше на 20—30°, чем при работе на дизельном топливе.

На топливе № 1 двигатель отработал около 50 час., на топливе № 2 — около 25 час.

При осмотре двигателя после работы на топливе № 1 было замечено образование кратерообразных отложений нагара около распыливающих отверстий. Нагарообразования в камере сгорания и на поршневых кольцах не замечалось; на днище поршня имелся серпообразный налет, как и при дизельном топливе. Поршневые кольца в канавках свободно перемещались от руки.

Опыты показали, что пуск холодного двигателя на испытанных утяжеленных топливах невозможен, даже при температуре окружающего воздуха 16—20° С.

Было замечено, что форсунка после работы на моторном топливе после ее охлаждения до температуры окружающей среды при опрессовке на стенде дает сильное подтекание, а распыл топлива происходит в виде сплошных нераспавшихся струй. Вероятная причина — возрастание сопротивления перемещению иглы за счет образующегося на игле вязкого слоя в виде лаковых отложений.

После промывки форсунки дизельным топливом работоспособность форсунки восстановилась.

Для обеспечения пуска двигателя воздухом было принято решение о применении пускового топлива; переход на это топливо осуществлялся перед каждой остановкой двигателя с таким расчетом, чтобы топливо до остановки успело заполнить все трубопроводы до цилиндра двигателя.

При использовании в качестве пускового топлива смеси 50% моторного топлива ДТ-2 (М₄ и 50% осветительного керосина) двигатель удовлетворительно запускался при давлении пускового воздуха в баллоне 20—25 кг/см².

4. ВЫВОДЫ

В результате доводки опытного отсека и работы на нем в течение 850 час. удалось получить хорошую экономичность двигателя и отработать конструкцию отдельных его узлов для получения надежной работы.

При испытаниях были определены технические и экономические показатели работы двигателя Ч 18/22.

1. Наилучшие результаты были получены с камерой сгорания в поршне, имеющей объем 325 см³, диаметр горловины 66,5 мм и расположенной симметрично относительно оси форсунки. Двигатель, снабженный этой камерой, работал с бездымным выхлопом на всех нагрузках.

2. Удельный расход дизельного топлива при мощности 25 э. л. с. и 750 об/мин. составляет 165—170 г/э. л. с.-час, что при механическом к. п. д. двигателя 0,725 дает индикаторный удельный расход 120—123 г/э. л. с.-час. Такой индикаторный удельный расход свидетельствует о хорошей организации смесеобразования и рабочего процесса. На дробных нагрузках по винтовой и нагрузочной характеристикам также обеспечивается экономичная работа.

3. Температура отработавших газов при номинальной нагрузке не превышает 400° С.

4. Среднее эффективное давление при номинальной нагрузке составляет 5,4 кг/см² и может быть повышено до $p_e = 6,5$ кг/см² без существенного увеличения удельного расхода топлива и с повышением температуры отработавших газов до 470° С.

5. Максимальное давление сгорания (p_z) при номинальной нагрузке — 63 кг/см².

6. Степень сжатия $\epsilon = 14,5$.

7. Фазы газораспределения:

открытие впускного клапана	за 5—10° до ВМТ
закрытие впускного клапана	26—30° после НМТ
открытие выпускного клапана	за 26—30° до НМТ
закрытие выпускного клапана	5—10° после ВМТ

8. Установка форсунки с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$ по высоте — от сопловых отверстий распылителя до днища крышки — $1,75 \pm 0,25$ мм.

9. Геометрическое опережение подачи топлива (по мениску) составляет 18—20° до ВМТ.

10. Давление начала подъема иглы форсунки — 180 кг/см².

11. Топливный насос с плунжером — золотником, типа ККАЗ, с ходом и диаметром плунжера 10 мм. Размер между верхним торцом плунжера (при верхнем положении последнего) и верхним торцом втулки — 1,3 мм.

12. Кулачки топливного насоса имеют тангенциальный профиль со скруглением перехода к вершине кулака радиусом 4 мм.

13. Нагнетательный клапан с отсасывающим пояском (отсасываемый объем 25 мм³).

14. Жесткость работы $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ на дизельном топливе составляет 2,5—3 $\frac{\text{кг/см}^2}{\text{град}}$. Степень повышения давления $\frac{p_z}{p_e} = \lambda = \frac{63}{35} = 1,8$.

15. Удельный расход масла (автол «10») составляет 4—5 г/э. л. с.-час.

16. На дизельном топливе одноцилиндровый двигатель легко запускается воздухом при давлении не ниже 16 кг/см² и расходе пускового воздуха 70—75 нормальных литров на каждый пуск.

17. Регулятор обеспечивает степень неравномерности — 5%.

18. Испытания на утяжеленных сортах топлива типа ДТ-1 (M_3) при выбранной для дизельного топлива регулировке двигателя показали:

а) удельный расход топлива увеличивается, в сравнении с дизельным топливом, на 6—12%, в зависимости от сорта топлива и достигает на номинальной нагрузке 185 г/э. л. с.-час, при бездымном выхлопе на всех нагрузках;

б) максимальное давление сгорания не превышает значения, полученного на дизельном топливе, и составляет 62 кг/см²;

в) скорость нарастания давления в цилиндре двигателя значительно выше, чем на дизельном топливе, и колеблется в зависимости от сорта топлива, от 4 до 6 $\frac{\text{кг/см}^2}{\text{град}}$ при номинальной нагрузке, достигая 12,5 $\frac{\text{кг/см}^2}{\text{град}}$ при малых нагрузках;

г) для обеспечения прохода топлива через войлочный фильтр необходима установка топливоподкачивающей помпы, создающей напор 0,5 — 1,0 кг/см²;

д) для пуска двигателя, при работе его на утяжеленном топливе, требуется перед остановкой переход на пусковое топливо, которым может являться смесь моторного топлива с осветительным керосином (ГОСТ 4753—49).

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Испытания опытного отсека дизеля ЦНИДИ Ч 18/22 показали, что по своей экономичности этот двигатель стоит выше всех выпускаемых в Советском Союзе двигателей того же класса; он расходует почти вдвое меньше жидкого топлива, чем калоризаторные двигатели, и примерно на 20% меньше, чем маломощные двигатели с вихрекамерным смесеобразованием.

По тепловой и механической напряженности двигатель находится на уровне, обеспечивающем надежную длительную работу двигателя в течение периода порядка 4000 час. до первой переборки и 12 000 час. до капитального ремонта.

Двигатель допускает работу на утяжеленном топливе типа ДТ-1 (M_3) с незначительным ухудшением показателей. Будучи четырехтактным, двигатель легко переводится на газообразное топливо¹. Организация производства двигателей ряда Ч 18/22 облегчается тем, что в нем применяются топливные насосы и распылители, выпускаемые отечественной промышленностью в массовом производстве.

Потребность народного хозяйства Советского Союза в двигателях ряда Ч 18/22 составляет около 450 тыс. лошадиных сил в год. Появление этого двигателя на отечественном техническом рынке даст большой народнохозяйственный эффект. Размеры производства позволят применить высокопроизводительное специальное оборудование и современную технологию, обеспечивающие низкую стоимость и высокое качество выпускаемых двигателей.

Создание промышленных образцов двигателей Ч 18/22 с различным числом цилиндров и организация их производства является одной из неотложных задач отечественного дизелестроения.

¹ См. статьи Рубинина Ю. А. и Шевцова Г. Е., помещенные в этом же сборнике.

Ю. В. Рубинин

ИСПЫТАНИЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ГЧ 18/22

В статье излагаются результаты испытания дизеля Ч 18/22, переоборудованного для работы на генераторном газе с искровым зажиганием рабочей смеси.

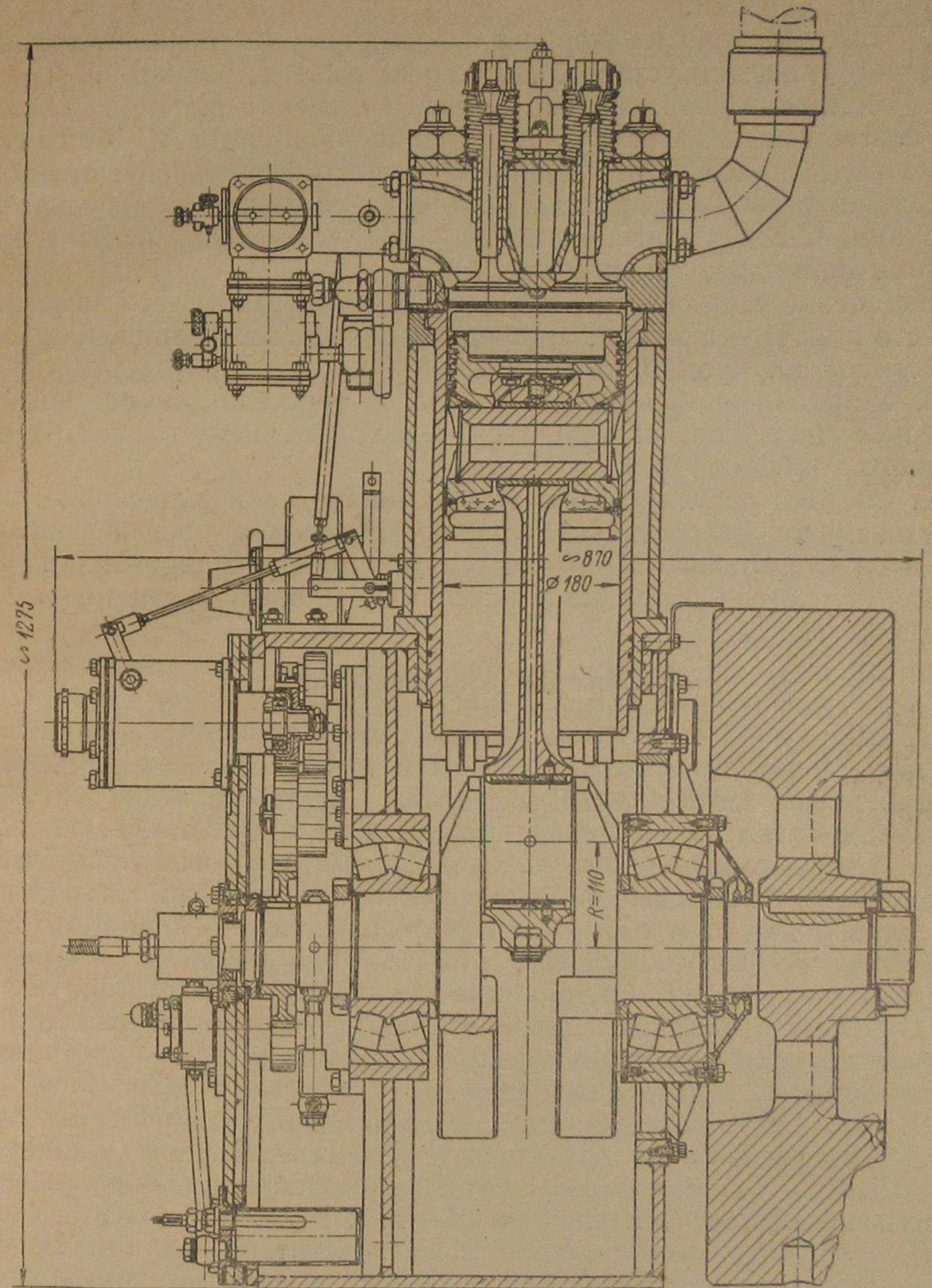
1. ОПИСАНИЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ГЧ 18/22 И ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА

Экспериментальный одноцилиндровый отсек четырехтактного дизеля Ч 18/22 конструкции ЦНИДИ был переоборудован с применением зажигания для работы на генераторном газе и подвергнут испытаниям. Целью испытаний являлась проверка проектных параметров двигателя и снятие основных регулировочных характеристик. Продольный разрез двигателя представлен на фиг. 1.

Основные проектные параметры газового двигателя для генераторного газа:

номинальная мощность	20 э. л. с. (при тепло- творности газа не менее 1000 ккал/нм ³)
число оборотов	750 об/мин.
диаметр цилиндра	180 мм
ход поршня	220 мм
рабочий объем цилиндра	5,6 л
средняя скорость поршня	5,5 м/сек
среднее эффективное давление	4,3 кг/см ²
удельный расход тепла	2500 ккал/э. л. с.-час
фазы газораспределения	(не более)
а) всасывающий клапан:	
открытие	7° п. к. в. до ВМТ
закрытие	31° п. к. в. за НМТ
б) выхлопной клапан:	
открытие	34° п. к. в. до НМТ
закрытие	9° п. к. в. за ВМТ
тип камеры	цилиндрический
степень сжатия	9

(Параметры дизеля — см. статью Андреевского и Шилова, помещенную в настоящем сборнике).



Фиг. 1. Продольный разрез отсека газового двигателя ГЧ 18/22.

Изменение в конструкции двигателя

Перевод двигателя на газообразное топливо был осуществлен следующим образом.

1. Заменена головка поршня с камерой в поршне на головку с плоским днищем и установлена степень сжатия, равная 9.

2. Топливная аппаратура дизеля заменена системой зажигания, состоящей из магнето М-24 и авиационной свечи АС-170 со слюдяным сердечником. Для установки свечи в форсуночное отверстие крепежная резьба свечи была проточена по диаметру распылителя форсунки. Свечи зажигания могли быть установлены как в центре крышки цилиндра, так и сбоку.

Изменение угла опережения зажигания производилось поворотом магнето вокруг оси якоря, а определение угла зажигания по шкале, нанесенной на кронштейн магнето.

3. Установлен газовый смеситель с пересекающимся потоком газа и воздуха (типа «Тройник») с подводкой к нему газового и воздушного трубопроводов.

4. Система регулирования была принята количественная, с воздействием на дроссельную заслонку смеси того же регулятора, что и для дизельного варианта. Качественное регулирование производилось дроссельными заслонками газа и воздуха вручную.

Снабжение двигателя газом

Питание двигателя газом производилось от автомобильной газогенераторной установки «Имберт WBA», при которой и были сняты все основные характеристики двигателя. Существующие у газогенератора «Имберт» воздушное охлаждение и сухая очистка газа, вследствие стационарных условий испытания двигателя, были заменены комбинированной водяной системой очистки и охлаждения. Насадка очистителя состояла из двух элементов — нижнего слоя, заполненного битым кирпичом, орошаемого водой, и верхнего слоя — «сухой» набивки из металлической и древесной стружки.

В качестве топлива во время испытаний применялись отходы катушечного производства $\varnothing 30\text{—}35$ мм и длиной 40—60 мм с влажностью 12% (относительных).

Кроме испытаний двигателя с газогенератором «Имберт» были проведены испытания двигателя с газогенераторной установкой ЦНИДИ ОГ-16, для которой в качестве топлива применялся машиноформовочный торф влажностью 35—40% и зольностью 9%.

Газогенераторная установка ОГ-16 рассчитана для производства 225 нм^3 газа в час. При отборе $25 \div 50 \text{ нм}^3$ в час, необходимых для двигателя ГЧ 18/22, установка работает с большой недогрузкой, ненормально, вследствие чего газ получается с пониженной теплотворностью и повышенным смолосодержанием из-за низких температур в зоне газификации. Для обеспечения питания двигателя нормальным газом, последний отсасывался из газогенератора ОГ-16 специальной центробежной газодувкой в количестве 180—200 нм^3

в час, обеспечивающих необходимую температуру процесса газификации. Часть газа подводилась к двигателю, избыток же газа подавался в печь для сжигания газа.

Напор, получающийся за газодувкой, дросселировался задвижкой таким образом, чтобы на всех режимах перед смесителем двигателя было постоянное разрежение, равное 140—160 мм вод. столба.

Измерительная аппаратура и замеры

Нагрузка двигателя производилась гидравлическим тормозом системы «Юнкерс» типа 4ЕК, соединенных с двигателем полужесткой муфтой. Двигатель и тормоз были установлены на общем фундаменте с пружинными амортизаторами.

Схема испытательного стенда представлена на фиг. 2.

Изменение температур охлаждающей воды на входе в водяной насос и выходе из крышки цилиндра производилось посредством дистанционных термометров. Регулирование температуры охлаждающей воды осуществлялось добавлением воды из водопровода в водяной смесительный бак.

Температура воды, выходящей из двигателя, поддерживалась во время испытаний в диапазоне $55 \div 60^\circ \text{C}$, перепад температур на входе и выходе из двигателя составлял $8 \div 10^\circ \text{C}$.

Замер температуры масла производился посредством дистанционного термометра, установленного в картер двигателя. Двигатель не имел масляного холодильника; температура масла во время испытаний составляла $50\text{—}55^\circ \text{C}$.

Давление масла в нагнетающей магистрали поддерживалось в $2,5\text{—}3,0 \text{ кг/см}^2$ и контролировалось дистанционным манометром.

Замер температуры выхлопных газов производился хромель-алюмелевой термопарой. Термопара была установлена в выхлопном трубопроводе на расстоянии 200 мм от оси выхлопного клапана. Отвод выхлопных газов производился через глушитель, давление на выхлопе составляло 30—35 мм ртутного столба.

Замер расхода газа и воздуха производился с помощью нормальных сдвоенных диафрагм, установленных для увеличения точности замеров при малых числах Рейнольдса. Для устранения влияния пульсаций газа и воздуха в дроссельных приборах, между ними и двигателем были установлены ресиверы объемом 1200 л для газа и 900 л для воздуха.

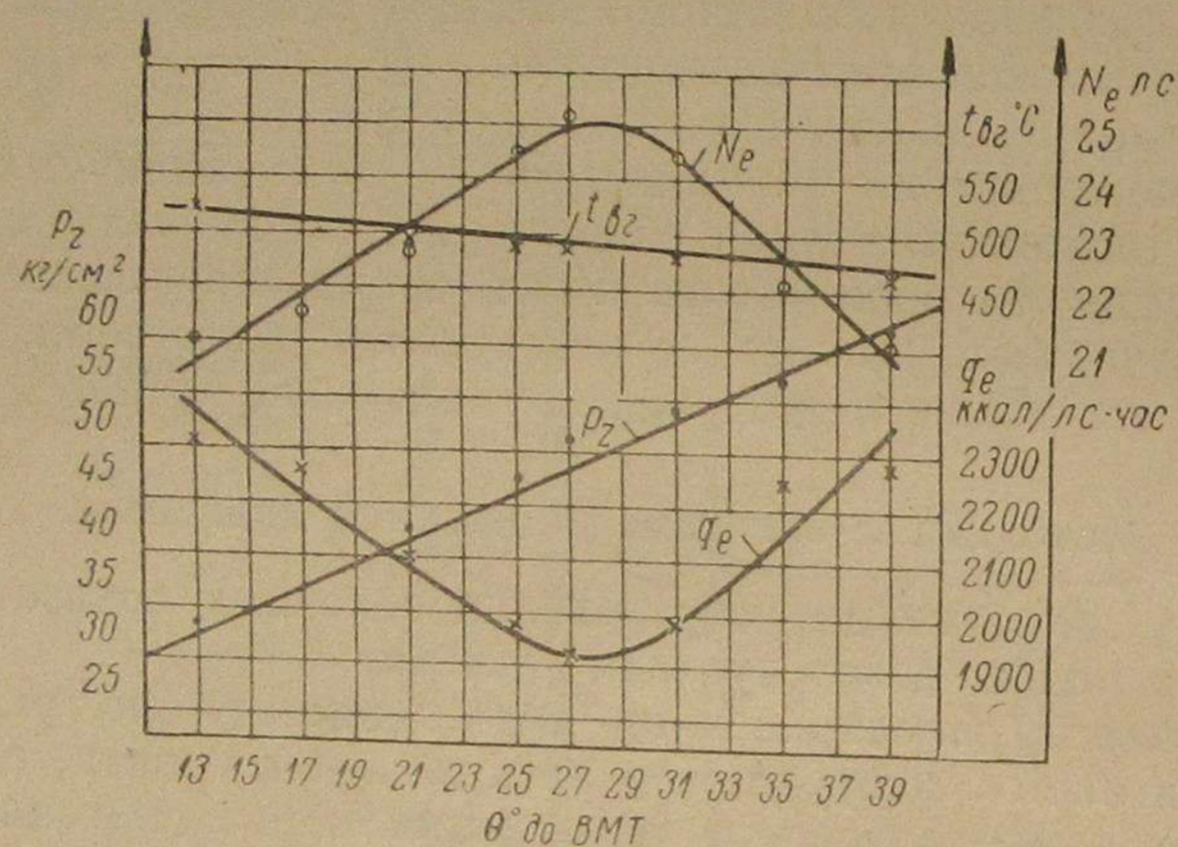
Ввиду того, что диафрагмы для замера расхода газа находились в среде газа в какой-то степени загрязненного и находившегося в состоянии полного насыщения водяными парами, то все время возрастающая загрязненность диафрагм вносила искажение в показания их. Поэтому для максимального уменьшения влияния загрязненности диафрагм, они были установлены в обводном газопроводе, который включался только для тех испытаний, во время которых был необходим этот замер.

Диафрагмы были рассчитаны и изготовлены в соответствии с нормами «Правил № 169 по измерению расхода жидкостей, газов

Постоянство числа оборотов поддерживалось регулировкой тормоза. Одновременно производился замер температуры выхлопных газов, расхода газа и воздуха.

Теплотворная способность газа, определенная автоматическим калориметром, составила в среднем 1340 ккал/нм^3 .

При переводе двигателя на работу со свечой, расположенной в центре цилиндра и угле опережения зажигания, оптимальным для боковой свечи и равном 38° , максимальные давления сгорания достигали $60\text{--}70 \text{ кг/см}^2$. Это вызвало необходимость уменьшить угол опережения зажигания на $10\text{--}12^\circ$ для снижения максимальных давлений до нормальной величины $47 \div 52 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 3. Характеристика по углу опережения зажигания.

Условия опыта: расположение свечи — центральное; коэффициент избытка воздуха 1,25—1,3; теплотворность газа средняя — 1340 ккал/нм^3 .

Как следует из характеристики, оптимальным углом опережения зажигания для двигателя при 750 об/мин. с центральным расположением свечи является $27\text{--}29^\circ$ до ВМТ. При данном угле опережения двигатель развивает наибольшую мощность, и при этом имеет место наименьший удельный расход топлива, который составляет $1900\text{--}2000 \text{ ккал/э. л. с.-час}$.

При мощности двигателя, равной $24,5\text{--}25,0 \text{ э. л. с.}$, и числе оборотов 750 об/мин. максимальное давление сгорания составляет $48\text{--}52 \text{ кг/см}^2$ определенное катодным осциллографом с пьезокварцевым датчиком.

При выбранном угле опережения, равном $27\text{--}29^\circ$, температура выхлопных газов лежит в пределах $470 \div 490^\circ \text{ C}$.

Регулировочная характеристика по коэффициенту избытка воздуха

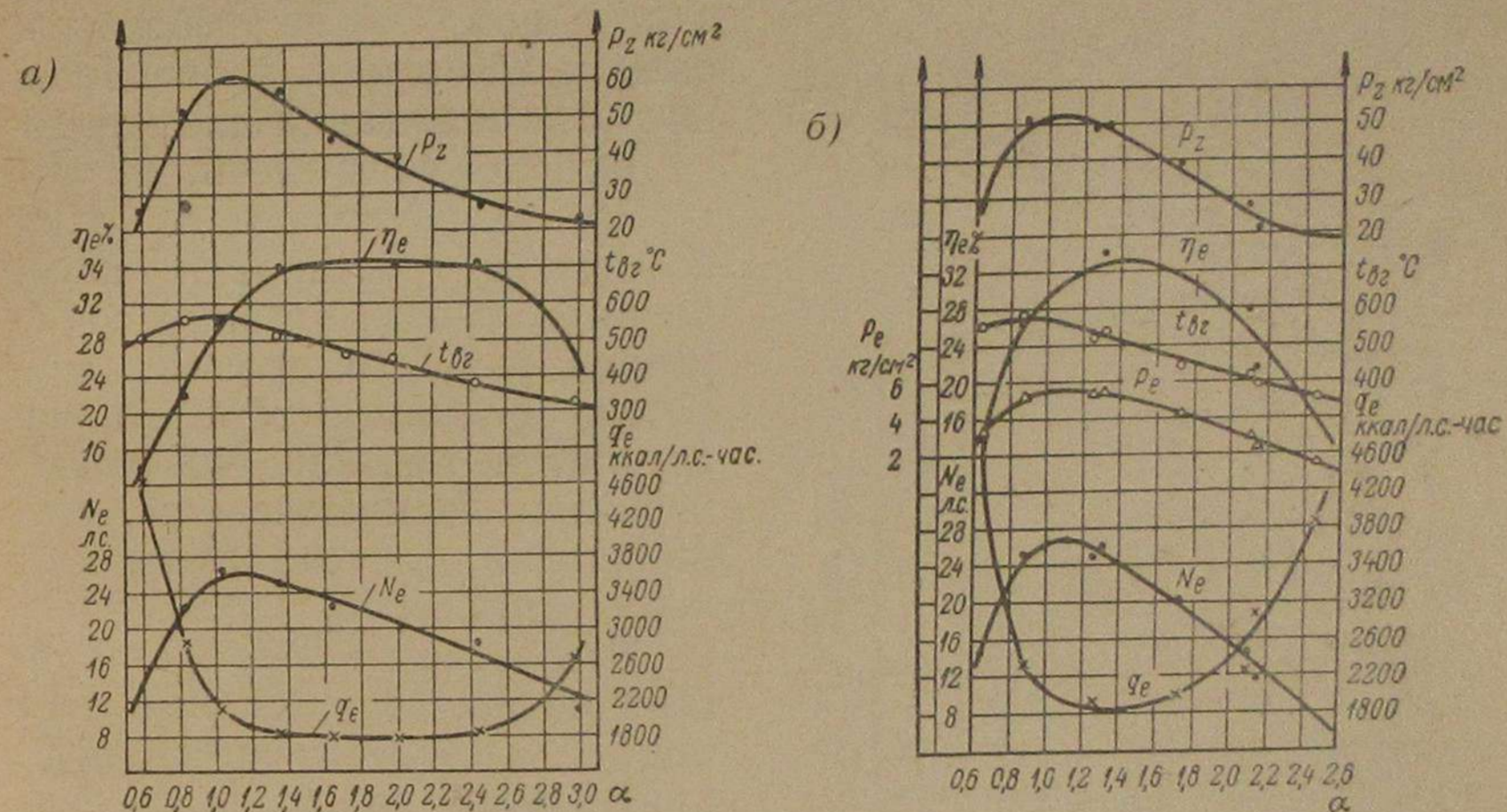
Регулировочная характеристика (фиг. 4, а, б) представляет собой кривые изменения эффективной мощности и удельного расхода тепла в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Регулировочная характеристика снималась для двух расположений свечи при следующих условиях:

- а) постоянном числе оборотов, равном 750 об/мин.;
- б) наивыгоднейшем, для данного числа оборотов, угле зажигания (для центральной свечи 28° до ВМТ, для боковой свечи 38° до ВМТ);

- в) постоянном положении полного открытия дроссельной заслонки смеси.

Постоянство числа оборотов поддерживалось регулировкой гидротормоза. При снятии характеристик теплотворность газа колебалась от 1125 до 1295 ккал/нм^3 .



Фиг. 4. Характеристика по коэффициенту избытка воздуха.

Условия опыта: а — расположение свечи — центральное; угол опережения зажигания 28° до ВМТ; теплотворность газа средняя — 1200 ккал/нм^3 ; б — расположение свечи — боковое; угол опережения зажигания 38° до ВМТ; теплотворность газа средняя — 1170 ккал/нм^3 .

Характеристики двигателя показывают, что он сильно реагирует на изменение качества смеси и дает резкие колебания по удельному расходу тепла и эффективной мощности.

Максимальную мощность двигатель развивает при коэффициенте избытка воздуха, равном $1,0\text{--}1,2$, при этом температура выхлопных газов составляет $560\text{--}570^\circ \text{ C}$ и удельный расход тепла — $1900\text{--}2100 \text{ ккал/л. с.-час}$. Минимальные удельные расходы тепла соответствуют коэффициенту избытка воздуха $1,3\text{--}1,45$. Расход твердого топлива (древесная чурка) при влажности ее 12% составил $830 \text{ г/э. л. с.-час}$.

Из сопоставления характеристик при центральном и боковом расположении свечи (фиг. 8) видно, что при работе двигателя со свечой в центре мощность двигателя при увеличении коэффициента избытка воздуха падает более полого, чем при ее боковом расположении. Так, например, в первом случае, при одинаковой максимальной мощности, проектная мощность в 20 л. с. достигается при

$\alpha \approx 1,9 \div 2,0$ и $q_e = 1820-1870$ ккал/э. л. с.-час, во втором же случае при той же максимальной мощности проектные 20 л. с. получаются при $\alpha \approx 1,65 \div 1,75$ и $q_e = 1900-2100$ ккал/э. л. с.-час.

Удельный расход тепла, при работе двигателя с центральной свечой, остается почти постоянным, равным 1820—1870 ккал/э. л. с.-час в диапазоне $\alpha = 1,32 \div 2,4$.

Нагрузочная характеристика

На фиг. 5 представлена нагрузочная характеристика двигателя при работе с центральным и боковым расположением свечей при постоянном числе оборотов, равном 750 в мин. и оптимальном угле зажигания для каждого расположения свечи.

Эти характеристики дают возможность установить изменения основных внешних параметров рабочего процесса двигателя в зависимости от нагрузки, а так как она снималась при количественном регулировании, то тем самым и от количества смеси.

Из рассмотрения характеристик видно, что удельный расход тепла и эффективный к. п. д., при работе двигателя с центральной и боковой свечами, при полной мощности приблизительно одинаковы с принятым коэффициентом избытка воздуха, затем, по мере увеличения дросселирования двигателя, удельный расход тепла с центральной свечой становится меньше, чем при работе с боковой свечой, что объясняется лучшими условиями сгорания смеси.

В целом, удельный расход тепла, начиная от номинальной мощности до половинной, остается постоянным, затем резко повышается.

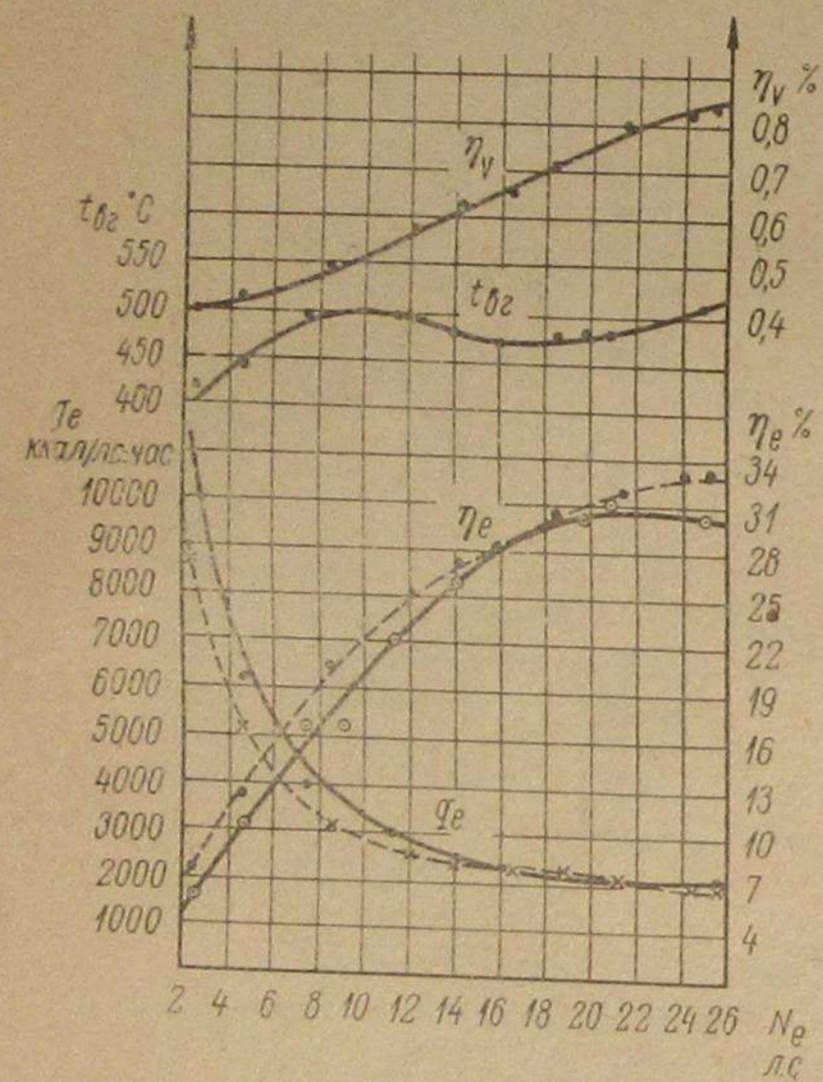
Температура выхлопных газов с уменьшением нагрузки вначале понижается, затем несколько возрастает, потом снова понижается. Возрастание температуры связано с некоторым обогащением смеси, которое показывает и газовый анализ вследствие перераспределения гидродинамических сопротивлений трубопроводов.

На номинальной мощности температура выхлопных газов составляет 470—490° С, что не является высоким для газовых двигателей.

По мере дросселирования двигателя, при количественном его регулировании, коэффициент наполнения уменьшается почти линейно, в зависимости от нагрузки. Изменение составляет от 0,84 на полной мощности до 0,4 на 10% нагрузке.

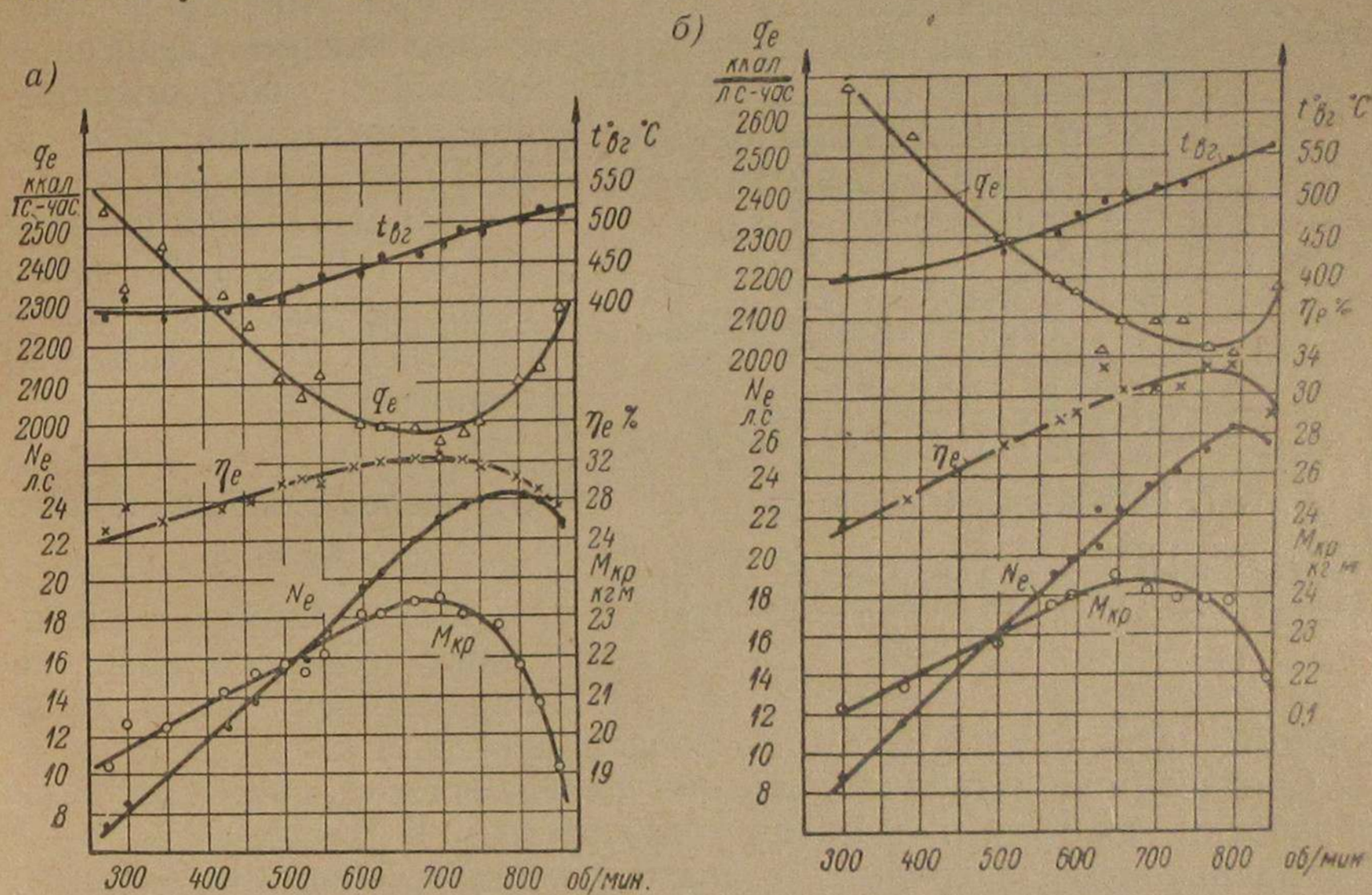
Внешняя характеристика

Внешняя характеристика (фиг. 6, а, б) снималась при постоянном полном угле открытия дроссельной заслонки смеси, постоянном



Фиг. 5. Нагрузочная характеристика двигателя.

Условия опыта: — боковая свеча; - - - - - центральная свеча; коэффициент избытка воздуха 1,26 — 1,34; угол опережения зажигания: для боковой свечи — 38° до ВМТ; для центральной свечи — 27° до ВМТ.



Фиг. 6. Внешняя характеристика.

Условия опыта: а — расположение свечи — центральное; коэффициент избытка воздуха 1,37—1,47; угол опережения зажигания — 27° до ВМТ; теплотворность газа средняя 1185 ккал/нм³; б — расположение свечи — боковое; коэффициент избытка воздуха 1,32—1,44; угол опережения зажигания — 38° до ВМТ; теплотворность газа средняя — 1340 ккал/нм³.

коэффициенте избытка воздуха и оптимальном угле опережения зажигания для каждого положения свечи, соответствующего 750 об/мин. Угол опережения зажигания для каждого скоростного режима не менялся. Характеристики снимались при двух положениях свечи зажигания; центральном и боковом.

Теплотворность газа, при снятии характеристики с центральным расположением свечи, составляла 1185 ккал/нм³, и с боковым расположением свечи — 1340 ккал/нм³, ввиду чего двигатель при работе с боковой свечой развил большую мощность, чем при работе с центральной свечой. Из рассмотрения характеристик видно, что изменение внешних параметров двигателя приблизительно одинаково и не зависит от расположения свечи.

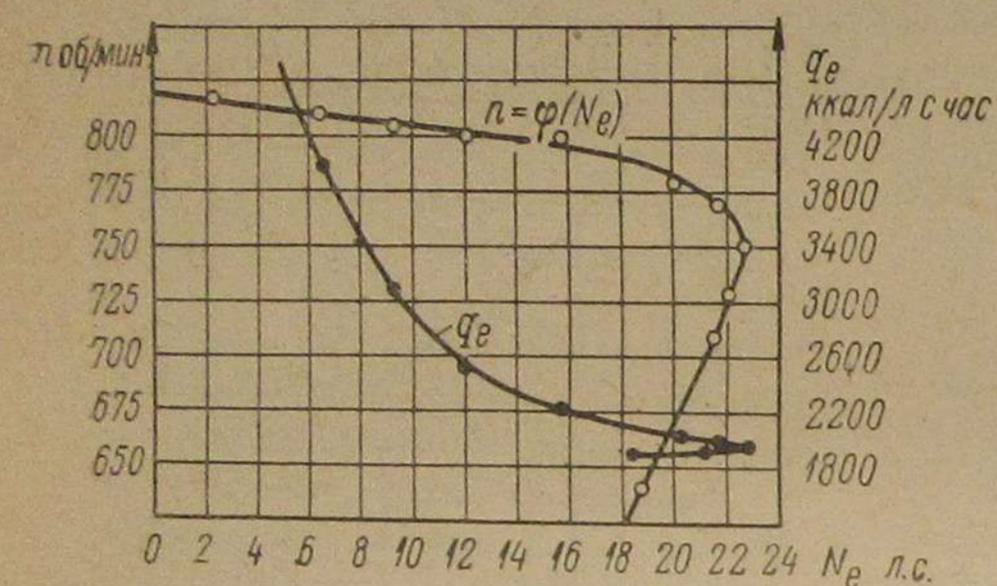
Несмотря на более высокую калорийность газа, несколько большие удельные расходы тепла получены при работе с боковой свечой.

Снижение оборотов производилось до 275 в мин., при этом двигатель развивал 7,5 л. с., причем обороты держались устойчиво, удельный расход тепла составлял 2500—2600 ккал/л. с.-час.

Регуляторная характеристика

Регуляторная характеристика представлена на фиг. 7.

При снятии характеристики двигатель работал на газе теплотворностью 1200—1250 ккал/нм³, коэффициент избытка воздуха был при этом 1,34—1,45.



Расположение свечи центральное, угол опережения зажигания 28° до ВМТ.

При изменении нагрузки от 110 до 10% число оборотов двигателя изменялось от 750 до 815—820 в минуту.

Определение механического к. п. д.

Механический коэффициент полезного действия определялся по индикаторной диаграмме на нагрузке, равной 22—23 л. с.

Среднее индикаторное давление определялось двумя методами обработки диаграмм: методом перестройки в координаты $p-v$ (сворачиванием диаграммы) с последующим планиметрированием, и методом разложения диаграмм в ряд Фурье (см. труды ЦНИДИ, вып. 28).

По данным четырех диаграмм механический к. п. д. при полной мощности составляет 0,76 ÷ 0,77, т. е. несколько выше, чем при работе двигателя на жидком топливе (0,725); это происходит вследствие меньших давлений при сжатии и сгорании в цилиндре при работе на газообразном топливе.

Пусковые свойства двигателя

Воздушный пуск двигателя производился от двух воздушных баллонов, емкостью по 78 л каждый. Для накачивания воздуха в баллоны был установлен специальный компрессор.

Методика пусковых испытаний заключалась в проведении кратковременных последовательных пусков двигателя от пускового баллона, наполненного воздухом, до давления 30 кг/см². Пуск считался выполненным, если при появлении вспышек двигатель развивал до 500—600 об/мин., после чего производилась остановка, затем совершался следующий пуск.

Температура масла, воды и окружающего воздуха составляла 18° С.

Перед первым пуском газогенератор подготавливался в рабочее состояние с предварительным заполнением всего газового тракта газом.

Для пуска двигателя коленчатый вал устанавливался в положение 5° после ВМТ на такт рабочего хода.

Пусковое число оборотов составляло 140—150 в минуту. Продолжительность раскрутки до первой вспышки составляла 10—12 сек.

Пуск двигателя производился со свечой, установленной в центре цилиндра.

Результаты пусковых испытаний приведены в табл. 1.

Расход воздуха на один пуск равен 173 нл.

Таблица 1

Пусковые испытания по данным замеров

№ пусков по порядку	Давление в баллоне перед пуском, кг/см ²	Давление в баллоне после пуска, кг/см ²
1	28	25
2	25	22
3	22	20
4	20	17,5
5	17,5	15
6	15	13,5
7	13,5	12,5
8	12,5	пуск двигателя не произошел

Проверка работы двигателя на газе теплотворностью 1000—1100 ккал/нм³

С целью определения максимальной мощности двигателя при работе на газе теплотворностью 1000—1100 ккал/нм³, что обычно производят газогенераторы моторного газа, использующие низкокалорийное топливо повышенной влажности и зольности, было проведено испытание при питании двигателя газом от газогенераторной установки ОГ-16, работающей на кусковом торфе.

Результаты испытания показали следующее:

1. Двигатель в течение четырех часов устойчиво поддерживал максимальную мощность в 23,6 э. л. с. при небольшой подрегулировке от руки нагрузки на регуляторе.

2. Удельный расход тепла составил 2150 ккал/э. л. с.-час при средней теплотворности газа, определенной по записи автоматического калориметра, равной 1065 ккал/нм³.

3. Температура выхлопных газов при этом была 510—530° С.

3. НЕКОТОРЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

При испытаниях двигателя производилось его индицирование. Индикаторные диаграммы снимались пневмоэлектрическим индикатором «Фарнборо» с клапанным датчиком. Перед снятием диаграмм производилась статическая тарировка пружин индикатора, которая показала прямолинейность зависимости хода искрового разрядника индикатора от давления, что позволило получить необходимую точность индикаторных диаграмм.

Снятие диаграммы производилось за два прохода искрового разрядника, — снизу вверх и сверху вниз, тем самым при снятии диаграммы обеспечивался контроль за работой рычажного механизма индикатора. При отсутствии двойной линии сжатия — выхлопа работа индикатора считалась нормальной.

Неидентичность процесса сгорания газообразного топлива дает разброс точек на линии сгорания. При снятии индикаторной диаграммы в течение 2—3 мин., на диаграмме получают точки от 760 до 1125 циклов, поэтому при наличии большого числа циклов на одной диаграмме для получения среднего рабочего цикла с известным основанием можно провести линию давлений процесса по наибольшей густоте точек.

Вся дальнейшая обработка индикаторных диаграмм проводилась по средней диаграмме, таким образом получались средние данные за большое количество циклов.

Одним из основных параметров, характеризующих рабочий процесс газового двигателя с искровым зажиганием, является скорость распространения пламени и скорость сгорания заряда.

Средняя скорость распространения пламени находилась по индикаторной диаграмме в координатах $p - \varphi$ (где φ — угол поворота коленчатого вала) от момента подачи искры до конца видимого сгорания. За конец видимого сгорания принимался конец разброса точек на индикаторной диаграмме, происходящий вследствие неидентичности процесса сгорания от цикла к циклу.

Для выяснения влияния расположения свечи на скорость распространения пламени и скорость сгорания заряда снятие всех характеристик производилось при двух расположениях свечи — боковом и центральном. Факторы, влияющие на работу двигателя: температура газа и воздуха; разрежение газа и воздуха перед двигателем; тепловое состояние двигателя, состав газа и его теплотворность сохранялись, по возможности, постоянными.

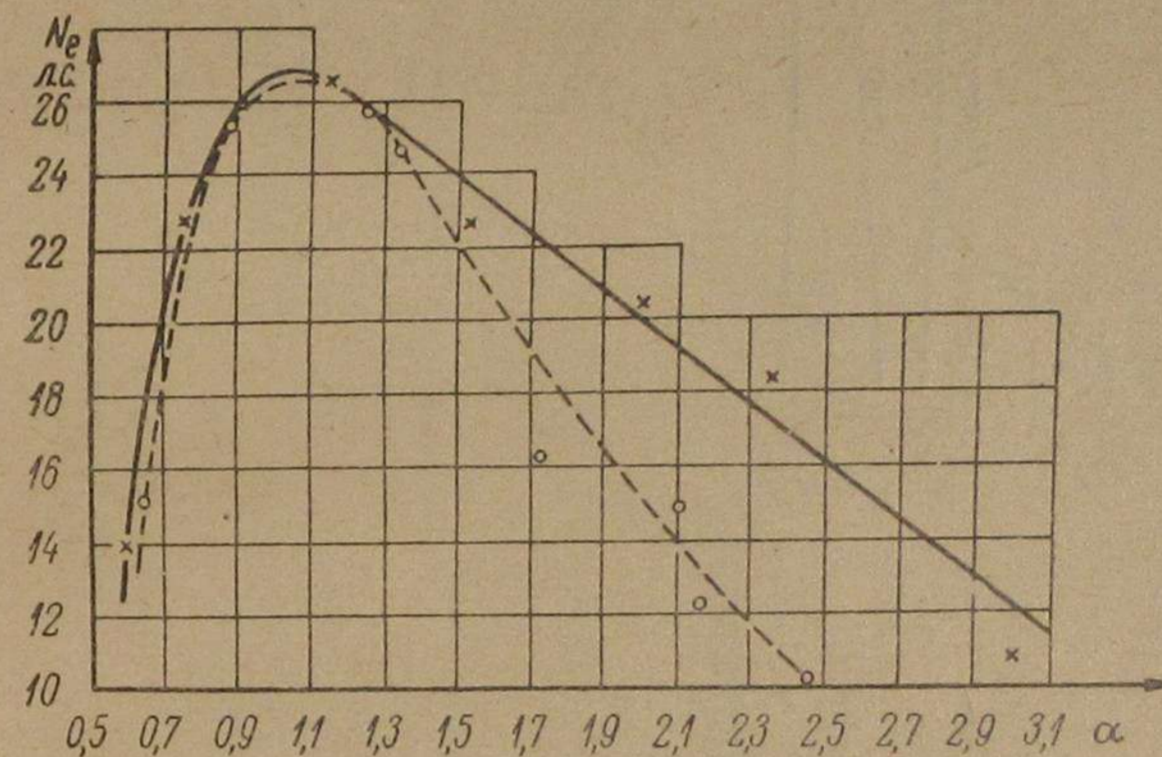
Из рассмотрения фиг. 8 видно, что при уменьшении коэффициента избытка воздуха происходит почти одинаковое падение мощности, вне зависимости от расположения свечи, связанное с ухудшением качества сгорания при малых α , вследствие большой потери от

неполноты сгорания и большого теплоотвода в стенки камеры сгорания.

Максимальная мощность, развиваемая двигателем, соответствует коэффициенту избытка воздуха 1,05—1,15 и не зависит от расположения свечи.

Дальнейшее обеднение смеси (от $\alpha = 1,3$) приводит к тому, что мощность двигателя при работе с центральной свечой падает более полого, чем при работе с боковой свечой, более полого падает и удельный расход тепла.

Индикаторные диаграммы (фиг. 9, а, б) показывают, что при работе двигателя с центральным расположением свечи разброс точек меньше, чем при работе с боковой свечой.



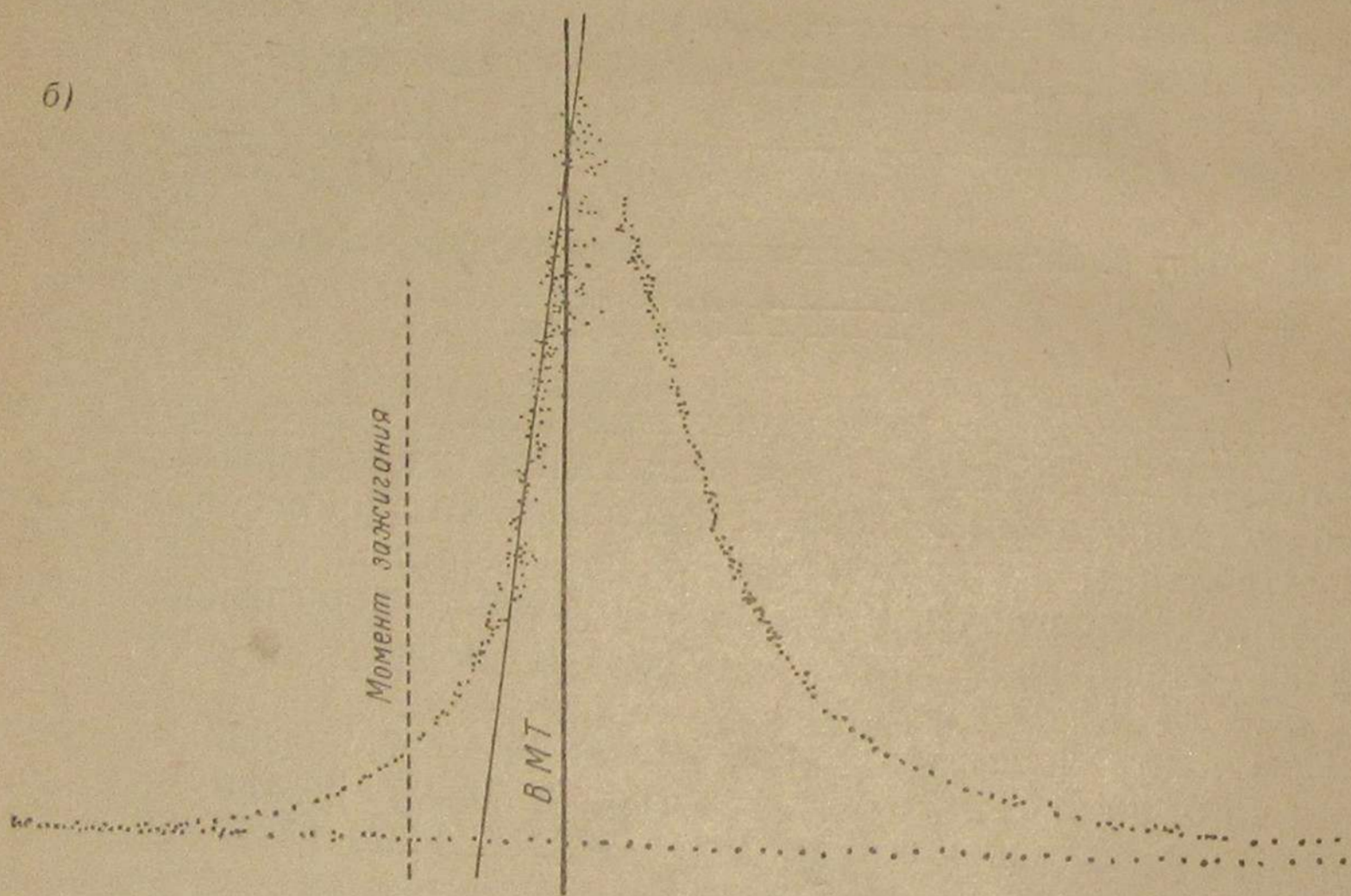
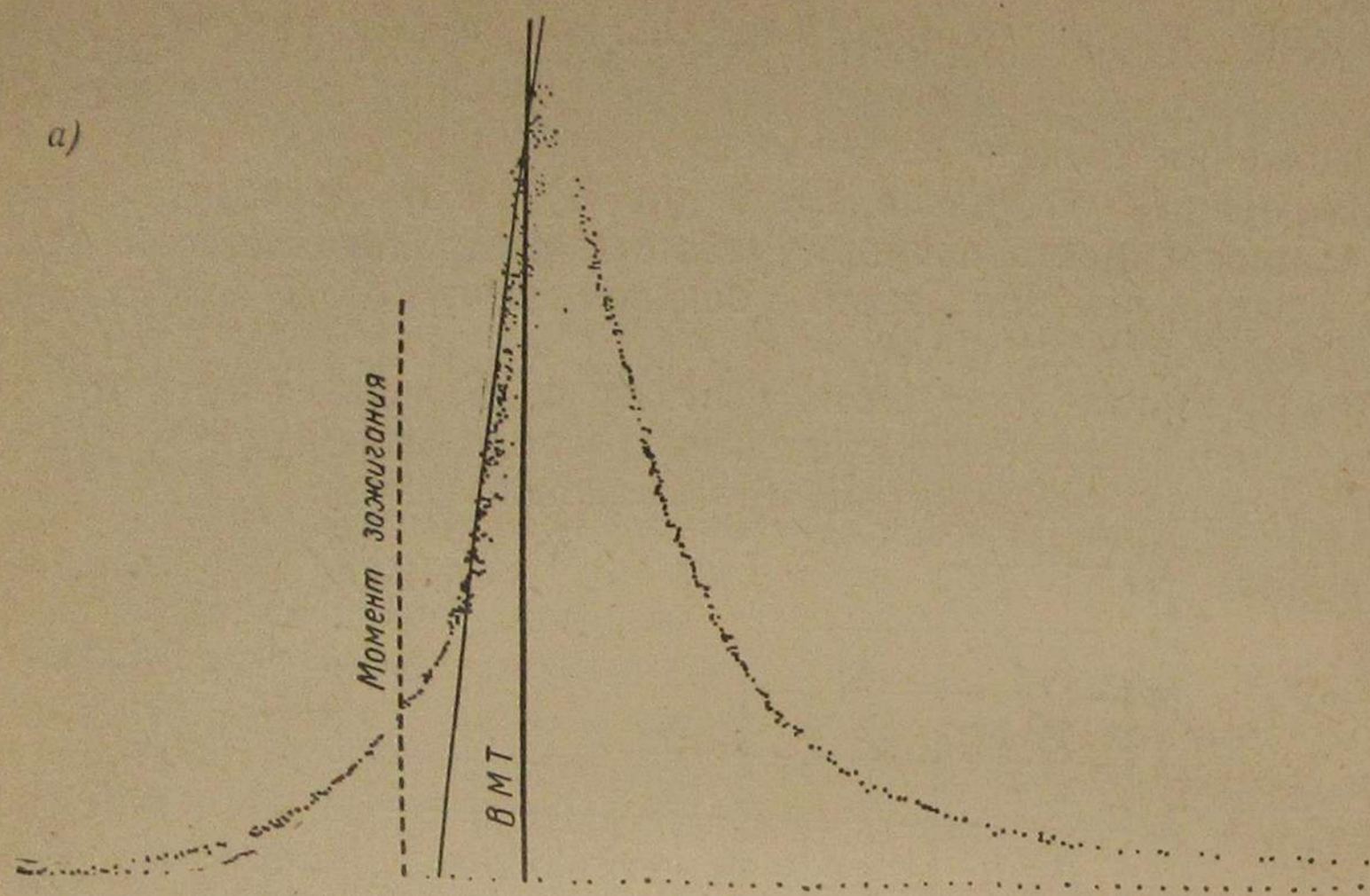
Фиг. 8. Влияние расположения свечи на мощность двигателя:

— центральная свеча;
- - боковая свеча.

Величина разброса точек дает возможность судить о неидентичности процесса сгорания. Из сопоставления индикаторных диаграмм и рассмотрения табл. 2 (опыты 1 и 2) видно, что при работе двигателя с центральным расположением свечи скорость распространения пламени остается почти одинаковой со скоростью при боковом расположении свечи, но значительно сокращается период сгорания смеси с 0,0128 до 0,00715 сек.

При центральном расположении свечи конец сгорания приходится на 5° за ВМТ, что показывает на меньшую растянутость догорания по сравнению с боковым расположением свечи (20° после ВМТ).

Особенно ярко выражено положительное влияние центрального расположения свечи и при работе двигателя на обедненных смесях. Индикаторные диаграммы, снятые при 60% нагрузке (фиг. 10, а, б), и данные табл. 2 (опыты 3 и 4) показывают, что при почти одинаковой скорости сгорания смеси период сгорания изменяется от 0,0077 сек. или 38° п. к. в. при центральном расположении свечей и до 0,0171 сек. или 77° п. к. в. при боковом. При этом сгорание заканчивается в первом случае за 10° после ВМТ и во вто-



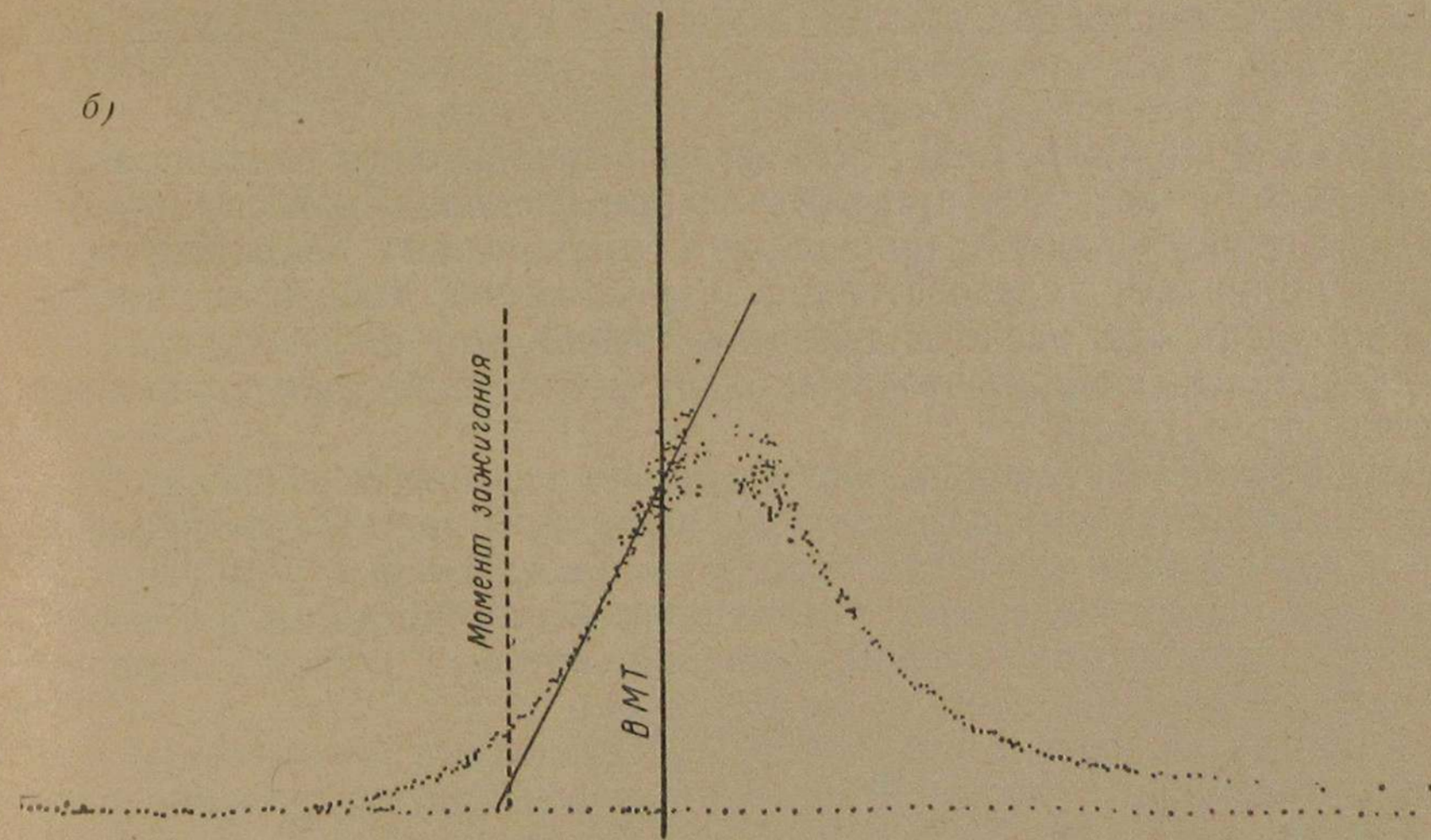
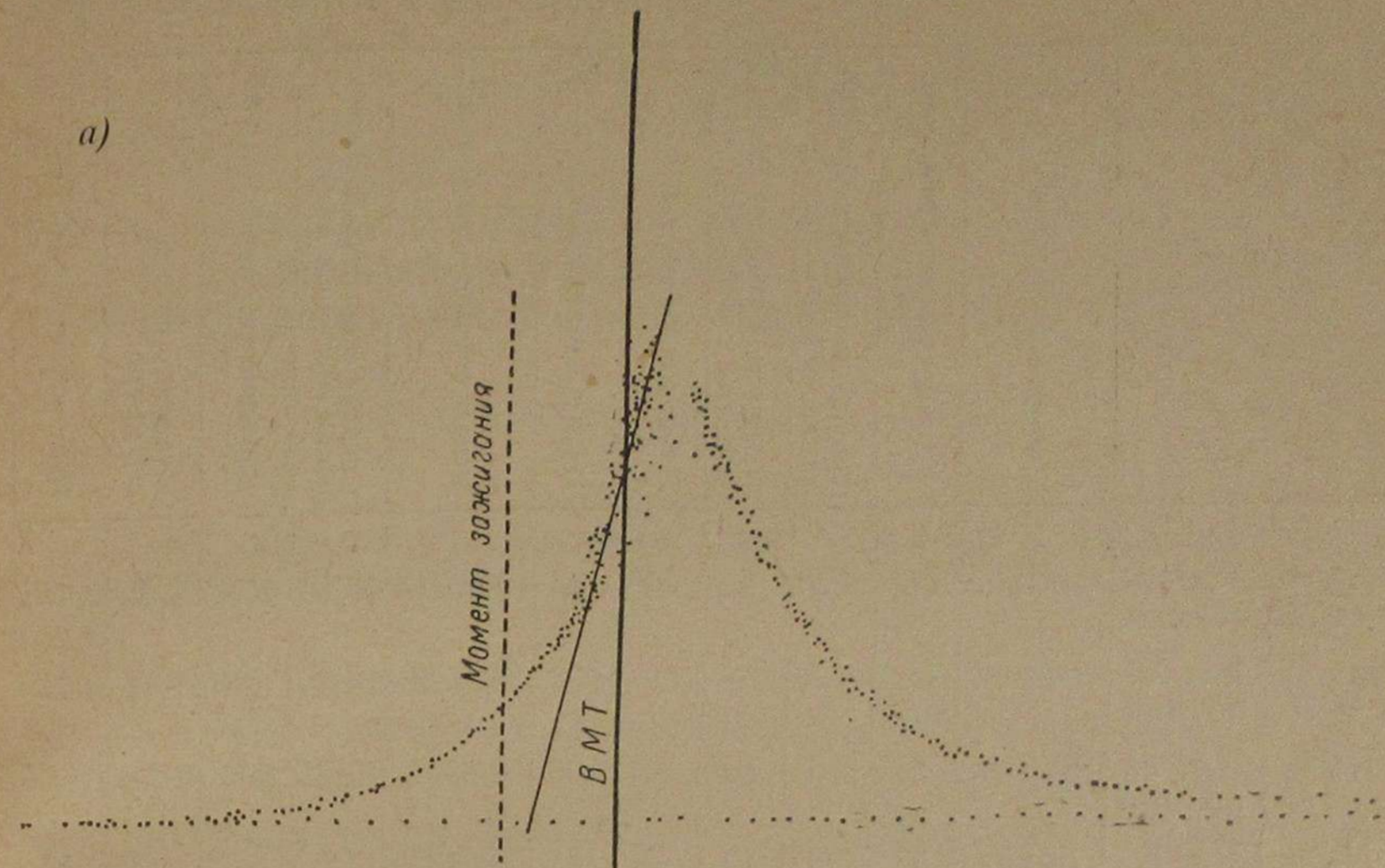
Фиг. 9. Индикаторная диаграмма:

а) $N_e = 22,0$ л. с.; $n = 745$ об/мин.; расположение свечи центральное; $\eta_m = 0,765$;

$$P_z = 45,2 \text{ кг/см}^2; \frac{dp}{d\varphi} = 2,35;$$

б) $N_e = 23,1$ л. с.; $n = 755$ об/мин., расположение свечи — боковое; $\eta_m = 0,77$;

$$P_z = 42,6 \text{ кг/см}^2; \frac{dp}{d\varphi} = 2,18.$$



Фиг. 10. Индикаторная диаграмма:

а — $N_e = 12,0$ л. с.; $n = 800$ об/мин.; расположение свечи — центральное; б — $N_e = 13,0$ л. с.;
 $n = 750$ об/мин.; расположение свечи — боковое.

Показатели рабочего процесса

№ опытов	Режим работы двигателя	Расположение свечи	Период задержки нарастания давления в град. п. к. в.			Период сгорания в град. п. к. в.	Путь пламени в мм	Время сгорания смеси в сек.	Средняя скорость распространения пламени в м/сек	Давление сгорания в кг/см ²	Жесткость работы в кг/см ² град	Индикаторный к. п. д.
			Угол опережения зажигания в град. по ВМТ	Период задержки нарастания давления в град. п. к. в.	Угол конца разброса точек на диаграмме после ВМТ в град.							
1	$N_e = 22$ л. с. $n = 745$ об/мин.	центр.	28	12	5	33	94	0,00715	13,15	45,2	2,35	0,452
2	$N_e = 23,1$ л. с. $n = 755$ об/мин.	боков.	38	17	20	58	183	0,0128	14,3	42,6	2,18	0,435
3	$N_e = 12$ л. с. $n = 800$ об/мин.	центр.	28	16	10	38	95	0,0077	12,35	30	1,06	0,418
4	$N_e = 13$ л. с. $n = 750$ об/мин.	боков.	37	26	40	77	188	0,0171	11,0	25,3	0,82	0,374

ром — за 40° после ВМТ, что указывает на более интенсивный процесс сгорания смеси при центральном расположении свечи.

Все вышеуказанное приводит к уменьшению теплоотдачи в стенки цилиндра, а следовательно, к увеличению мощности, уменьшению удельного расхода тепла, особенно при работе двигателя на обедненных смесях, что важно для двигателей, работающих на генераторном газе.

В двигателях с искровым зажиганием повышение давления при сгорании топлива наблюдается через некоторый промежуток времени после появления пламени, поэтому определяемый по диаграмме давления период задержки самовоспламенения представляет собой период задержки в повышении давления, который близок к периоду задержки воспламенения, но не равен ему.

Анализ обработки индикаторных диаграмм показывает, что период задержки нарастания давления равен при центральном расположении свечи 12° , а при боковом расположении 17° . Причиной более ускоренного нарастания давления при центральном расположении свечи является больший фронт пламени, а также отсутствие охлажденных поверхностей камеры сгорания у источника зажигания, которые, вследствие усиленного теплоотвода в стенки, замедляют скорость распространения пламени.

Таким образом, расположение свечи, влияя на жесткость работы и скорость распространения пламени, влияет на мощность и, следовательно, экономичность двигателя.

Так, индикаторный к. п. д. двигателя при центральном расположении свечи и мощности в 22 л. с. равен

$$\eta_i = \frac{632,2}{\eta_m \cdot q_e} \frac{632,3}{1830 \cdot 0,765} = 0,452,$$

где η_m — механический к. п. д., равный 0,765;
 q_e — удельный расход тепла.

При боковом расположении свечи

$$\eta_i = \frac{632,3}{1900 \cdot 0,765} = 0,435.$$

Таким образом, увеличение индикаторного к. п. д. за счет улучшения условий сгорания топлива равно 1,7% или 3,8% относительных.

Важным показателем работы двигателя является его жесткость или скорость изменения давления сгорания в цилиндре во времени, что зависит от скорости сгорания смеси. Для двигателя ГЧ 18/22 $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)$ составляет при 22—23 л. с. 2,2—2,35, причем большие значения относятся к центральному расположению свечи. При уменьшении нагрузки двигателя жесткость работы уменьшается, и на нагрузке в 60% составляет 1,1—1,0 для центрального расположения свечи и 0,8—0,75 для бокового расположения свечи.

Жесткость работы двигателя имеет большое влияние на долговечность работы двигателя. Более низкие значения жесткости, получаемые на газовом двигателе, по сравнению с дизельным вариантом (2,5—3,0) в сочетании с более низкими давлениями сгорания, равными 45—52 кг/см² вместо 60—62 кг/см² в дизельном варианте, дают возможность увеличить моторесурс двигателя при работе его на газе.

Интересно отметить, что в дизельном варианте двигателя с уменьшением нагрузки жесткость его работы возрастает до 5,0, для газового же двигателя жесткость работы при уменьшении нагрузки уменьшается до 0,6—0,8, что является особенно положительным.

4. ВЫВОДЫ

1. Проведенное испытание одноцилиндрового отсека двигателя ГЧ 18/22 показало, что он по своим параметрам стоит на современном уровне развития газовых двигателей.

1) Максимальное среднее эффективное давление $p_{e \max} = 5,05$ кг/см² (23,6 л. с.) при газе теплотворностью 1000—1100 ккал/нм³, и $p_{e \max} = 5,7$ кг/см² (26,5 л. с.) на газе теплотворностью 1230—1350 ккал/нм³;

2) на нагрузках 20—22 л. с. удельный расход тепла составляет 1850—1900 ккал/э. л. с.-час., чему соответствует эффективный к. п. д. двигателя в 33—34%;

3) давления сгорания в двигателе не превышают $47-52 \text{ кг/см}^2$, а жесткость работы равна $2,20-2,35 \text{ кг/см}^2/\text{град}$.

2. Сопоставление результатов испытаний двигателя с центральной и боковой свечами показывает, что установка свечи в центре крышки цилиндра увеличивает экономичность двигателя, особенно при работе на обедненных смесях, что важно для двигателей, работающих на генераторном газе.

3. Результаты испытаний могут быть приняты в качестве исходных данных при разработке двигателей этого типа для генераторного газа.

Г. Е. Шевцов

ПЕРЕВОД ДИЗЕЛЯ Ч 18/22 С КАМЕРОЙ В ПОРШНЕ НА ГАЗОЖИДКОСТНЫЙ ЦИКЛ

В статье описываются результаты исследований по переводу на газожидкостный цикл дизеля Ч 18/22 конструкции ЦНИДИ с камерой сгорания полуразделенного типа в поршне. Опыты проведены на двигателе со степенью сжатия $\varepsilon = 13,5$ и $\varepsilon = 15,0$. Приводятся показатели рабочего процесса двигателя и его регулировочные и эксплуатационные характеристики при работе на генераторном газе с присадкой жидкого топлива.

Перевод дизеля Ч 18/22 на газожидкостный цикл был третьим разделом экспериментальных работ ЦНИДИ по созданию унифицированного двигателя для народного хозяйства. За последние 10—15 лет по переводу дизелей на газ выполнено много исследовательских работ на дизелях разных типов и назначений. Эти работы показали, что перевод дизелей на газожидкостный цикл имеет следующие преимущества:

- 1) минимальные переделки дизеля;
- 2) возможность сохранения такой же мощности, как у дизеля, и высокой экономичности;
- 3) возможность быстрого перехода с жидкого топлива на газ и обратно.

Указанные преимущества особенно важны при использовании двигателя на судах, для которых и предусматривается газожидкостный вариант двигателя Ч 18/22.

Ниже приводится описание опытов по переводу дизеля Ч 18/22 на газожидкостный цикл.

1. ОПЫТНАЯ УСТАНОВКА

Установка для проведения испытаний состояла из дизеля Ч 18/22 и древесной газогенераторной установки транспортного типа «Имберт».

Описание дизеля, опытного стенда и газогенераторной установки приведено в настоящем сборнике в статье Шилова и Андреевского и в статье Рубинина.

Конструктивной особенностью двигателя является полуразделенная камера со сферическим углублением в поршне (см. фиг. 2

на стр. 9). Объем камеры в поршне $V_k = 320 \text{ см}^3$, что составляет около 80% от общего объема камеры сгорания (при $\varepsilon = 15,0$). Диаметр горловины камеры 66,5 мм.

Наибольший опыт, как у нас, так и за границей, накоплен по переводу на газожидкостный цикл дизелей со струйным смесеобразованием. Менее успешной была практика перевода на газ предкамерных и вихрекамерных дизелей. В ряде случаев у таких дизелей при переводе на газ приходилось выключать дополнительные камеры, снижать степень сжатия и допускать повышенные расходы жидкого топлива.

Перевод на газожидкостный цикл дизелей с камерой в поршне в СССР не производился. В заграничной практике известен случай перевода на газ быстроходного автодизеля МАН D3555G со сферической камерой в поршне.

Основные данные этого дизеля:

Мощность	150 л. с.
Число оборотов	1700 об/мин.
Диаметр цилиндра	135 мм
Ход поршня	155 мм
Степень сжатия	16,5

По опубликованным данным этот дизель был переведен на газожидкостный цикл без переделок, причем была получена такая же мощность и экономичность, как и на жидком топливе. Этот пример подтверждает принципиальную возможность перевода на газожидкостный цикл дизеля Ч 18/22 без замены поршня, хотя отличия его от дизеля МАН в размерности и быстроходности могут внести свои особенности.

При испытаниях в первую очередь требовалось определить возможность перевода дизеля на газ без всяких переделок и при той же регулировке, что и для жидкого топлива. Поэтому переделки дизеля ограничились только установкой газоздушного смесителя, в виде тройника с двумя заслонками. Качество смеси при испытаниях регулировалось заслонками вручную.

Система подачи жидкого топлива никаким изменениям не подвергалась, только в топливном насосе был установлен регулируемый упор, фиксирующий заданную величину присадки жидкого топлива при работе на газе. Рейка насоса была соединена с регулятором числа оборотов двигателя, в некоторых же случаях она притягивалась к упору тягой. Топливный насос имел муфту опережения впрыска, допускающую изменение момента впрыска на ходу в пределах $\sim 20^\circ$ поворота коленчатого вала.

Газогенераторная установка для получения силового газа состояла из газогенератора обратного процесса «Имберт» и мокрого очистителя — охладителя газа. В газогенератор загружались или отходы катушечного производства или смесь их с древесными чурками.

Генераторный газ, применявшийся при испытаниях, имел следующий средний состав в %:

	из катушек	из смеси катушек с чурками
CO ₂	9,6	13,5
C _n H _m	0,7	0,3
O ₂	0,7	0,8
CO	21,2	16,7
H ₂	16,0	18,9
CH ₄	1,0	1,4
N ₂	51,1	48,4
Относительная влажность в %	12,0	32—35,0
Теплотворная способность (низшая)	1240 ккал/м ³	1140—1150 ккал/м ³

Расход генераторного газа и воздуха измерялся диафрагмами сдвоенного типа ($d_1 = 42 \text{ мм}$ и $d_2 = 27 \text{ мм}$) для более точных измерений при малых R_e .

Индицирование двигателя производилось пневмоэлектрическим индикатором Фарнборо, для визуального же наблюдения за изменением давлений в цилиндре применялся катодный осциллограф.

Более подробно системы стенда и применяемая аппаратура описаны в статье Рубинина, помещенной в настоящем сборнике.

Температуры воды и масла были ниже, чем при испытаниях дизельного варианта ($t_{\text{воды}} = 55—60^\circ \text{ C}$, $t_{\text{масла}} = 45—50^\circ \text{ C}$). Это привело к уменьшению механического к. п. д. отсека и, следовательно, к увеличению удельного расхода топлива в сравнении с полученным у дизельного варианта.

2. УСЛОВИЯ СОХРАНЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

При переводе дизеля на газожидкостный цикл оптимальным решением было бы сохранение его основных показателей: мощности, экономичности, а также тепловой и динамической напряженности. Рассмотрим условия, обеспечивающие выполнение этого требования.

Как известно, эффективная мощность четырехтактного двигателя при одинаковых внешних условиях равна: при работе на жидком топливе:

$$N_{\text{еж}} = \frac{60}{632 \cdot 2} V_h \cdot n \cdot Q_{\text{ж}} \eta_{\text{вж}} \eta_{\text{иж}} \eta_{\text{мж}}$$

и при работе на смешанном топливе по газожидкостному циклу:

$$N_{\text{ежс}} = \frac{60}{632 \cdot 2} V_h \cdot n \cdot Q_{\text{жс}} \eta_{\text{вжс}} \eta_{\text{ижс}} \eta_{\text{мжс}}$$

где V_h — общий литраж двигателя, м³;
 n — число оборотов вала двигателя, об/мин.;
 Q — теплотворность смеси, ккал/м³;

η_v — коэффициент наполнения;
 η_i и η_m — индикаторный и механический к. п. д. двигателя.
 Индексы *ж* и *гж* относятся соответственно к дизелю и газожидкостному двигателю.

Из приведенных двух уравнений находим:

$$N_{e_{гж}} = N_{e_{ж}} \frac{Q_{гж}}{Q_{ж}} \cdot \frac{\eta_{v_{гж}}}{\eta_{v_{ж}}} \cdot \frac{\eta_{i_{гж}}}{\eta_{i_{ж}}} \cdot \frac{\eta_{m_{гж}}}{\eta_{m_{ж}}};$$

откуда следует, что мощность дизеля при переводе на газ может быть сохранена только при условии

$$\frac{Q_{гж}}{Q_{ж}} \cdot \frac{\eta_{v_{гж}}}{\eta_{v_{ж}}} \cdot \frac{\eta_{i_{гж}}}{\eta_{i_{ж}}} \cdot \frac{\eta_{m_{гж}}}{\eta_{m_{ж}}} = 1.$$

Из этих величин наибольшее значение имеет отношение теплотворностей смеси $\frac{Q_{гж}}{Q_{ж}}$.

Для дизеля

$$Q_{ж} = \frac{H_{и_{ж}}}{\alpha L_{ж}},$$

для газового двигателя

$$Q_{г} = \frac{H_{и_{г}}}{1 + \alpha_2 L_{г}},$$

для газожидкостного двигателя

$$Q_{гж} = \frac{H_{и_{г}}}{(1 + \alpha_2 L_{г})(1 - r)},$$

где $H_{и_{ж}}$ — низшая теплотворность 1 кг жидкого топлива (10 100 ккал/кг);

$H_{и_{г}}$ — низшая теплотворность 1 нм³ генераторного газа (1150 ккал/м³);

$L_{ж}$ и $L_{г}$ — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг нефти и 1 м³ газа (11,6 м³/кг и 1,02 м³/кг);

α и α_2 — коэффициенты избытка воздуха в топливовоздушной и газозвоздушной смеси;

r — доля тепла, вносимого жидким топливом, от общего тепла заряда цилиндра.

Из приведенных выражений видно, что повышение теплотворности смеси и, следовательно, мощности газожидкостного двигателя возможно за счет улучшения качества газа, уменьшения α_2 и увеличения подачи жидкого топлива.

Степень влияния их на теплотворность смеси показана на фиг. 1 в виде зависимости $Q = f(\alpha_1)$ и $Q = f(\alpha_2)$ при работе двигателя на жидком, газообразном и смешанном топливах.

Здесь α_1 — коэффициент избытка воздуха в газозвоздушной смеси, поступившей в двигатель;

α_2 — коэффициент избытка воздуха при сгорании с учетом запального топлива.

Как указано выше, дизель Ч 18/22 работает на номинальной мощности с $\alpha \approx 2,0$, при котором $Q = 435$ ккал/м³.

Из графиков, приведенных на фиг. 1, видно, что при работе на чистом газе с $H_{и_{г}} = 1150$ ккал/м³ такая теплотворность смеси может быть получена при $\alpha_1 = 1,6$, а на газе с $H_{и_{г}} = 1000$ ккал/м³ только при $\alpha_1 = 1,25$.

При неизменном же $\alpha = 2,0$ и $H_{и_{г}} = 1150$ ккал/м³, для получения $Q = 435$ ккал/м³ нужно к смеси добавлять жидкого топлива, доля которого должна составлять около 15% общего тепла, поступившего в цилиндр с зарядом. В этом случае $\alpha_2 = 1,7 - 1,72$.

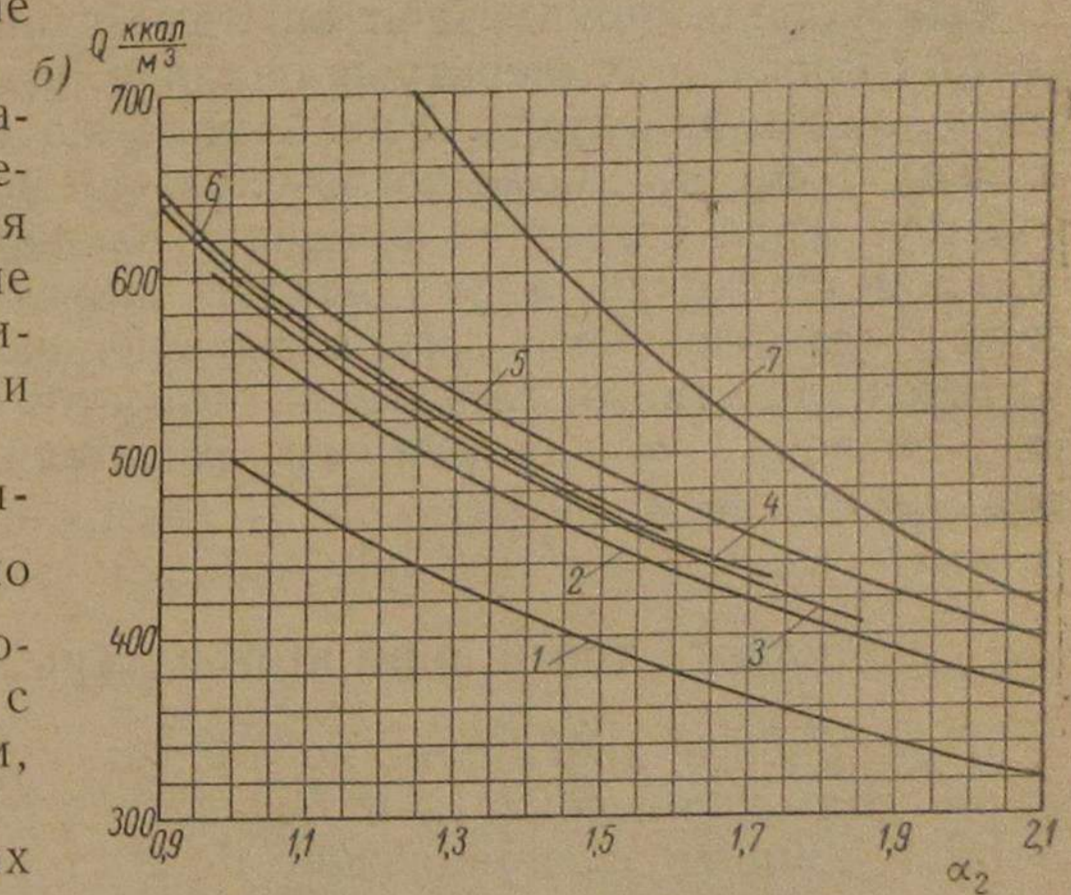
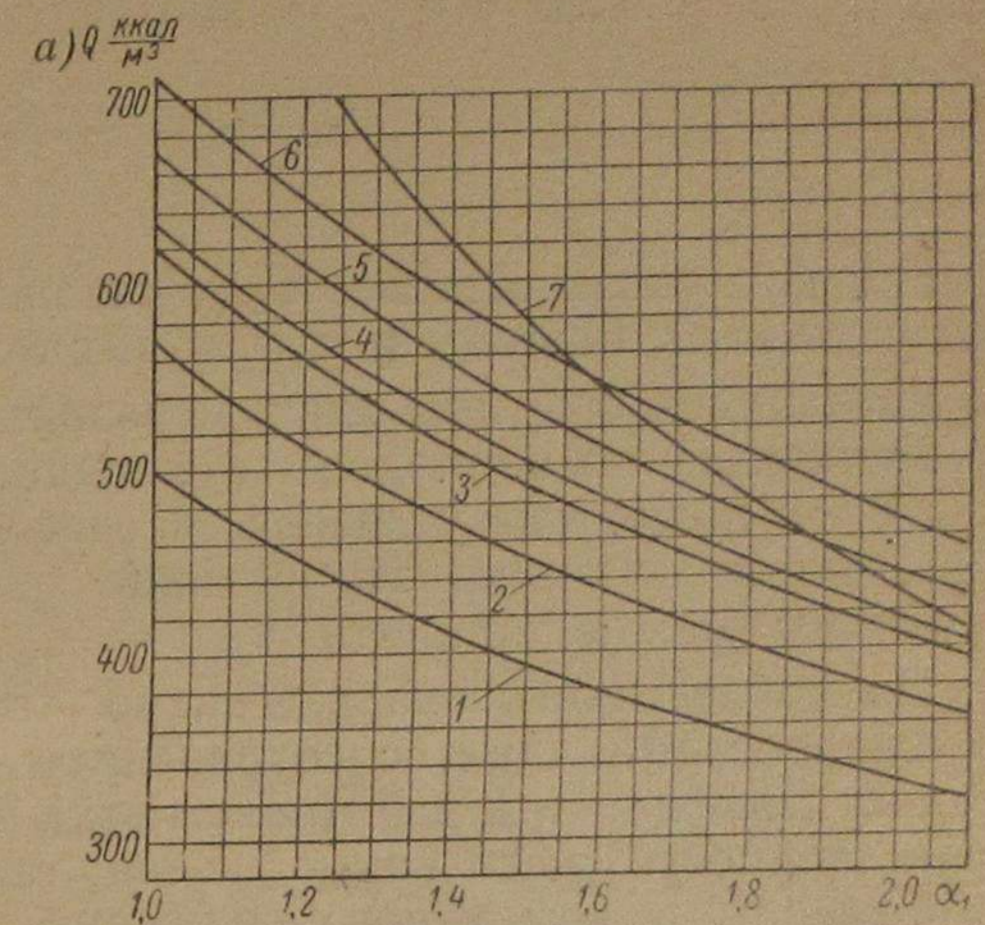
При ухудшении качества газа, для сохранения мощности потребуется еще большее увеличение присадки жидкого топлива или обогащение смеси уменьшением α_1 .

Следовательно, равенство $\frac{Q_{гж}}{Q_{ж}} = 1$ возможно только при работе газожидкостного двигателя с α_2 значительно меньшим, чем у дизеля.

Наполнение у газовых двигателей, как известно, меньше, чем у дизелей, из-за дополнительных сопротивлений газового тракта, а иногда и более высокой температуры заряда в конце всасывания.

Поэтому обычно $\frac{\eta_{v_{гж}}}{\eta_{v_{ж}}} < 1$.

Еще больше ухудшается наполнение, если при переводе на газ уменьшается степень сжатия. Некоторое повышение $\eta_{v_{гж}}$ возможно путем охлаждения газа до температур ниже окружающей среды,



Фиг. 1. Теплотворность горючих смесей дизельного топлива генераторного газа и смешанного топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха α_1 при сжатии (а) и α_2 при сгорании (б):

1 — газ 1 ($H_{и} = 1000$ ккал/м³); 2 — газ 2 ($H_{и} = 1150$ ккал/м³); 3 — газ 3 ($H_{и} = 1250$ ккал/м³); 4 — газ 2 + 10% дизельного топлива; 5 — газ 2 + 15% дизельного топлива; 6 — газ 2 + 20% дизельного топлива; 7 — дизельное топливо.

что осуществимо при использовании двигателей Ч 18/22 в судовых и стационарных условиях.

Отношение индикаторных к. п. д. газожидкостного двигателя и дизеля при равных ε и α можно считать

$$\frac{\eta_{i_{гж}}}{\eta_{i_{ж}}} = \sim 1,0.$$

Но, как указано выше, α_2 у газожидкостных двигателей ниже, чем у дизелей, поэтому и $\eta_{i_{гж}}$ у них будет несколько меньше, хотя по имеющимся опытным данным разница эта невелика.

Механический к. п. д. у газожидкостного двигателя также должен быть ниже, чем у дизеля за счет более высоких насосных потерь, но практически эта разница оказывается очень небольшой и потому можно принять $\eta_{м_{гж}} = \eta_{м_{ж}}$.

Из приведенного анализа видно, что перевод дизеля Ч 18/22 на газожидкостный цикл, с сохранением его мощности, требует снижения коэффициента избытка воздуха как для получения такой же теплотворности смеси как у дизеля, так и для компенсации потерь наполнения и возможного снижения индикаторного к. п. д.

Однако, как показывают опытные данные, при снижении α возрастает средняя температура цикла и, следовательно, тепловая напряженность двигателя. Уменьшение же α_1 путем обогащения всасываемой смеси, кроме того, ухудшает воспламеняемость жидкого топлива из-за снижения процента кислорода в смеси. При значительном снижении α ухудшается также экономичность двигателя ввиду уменьшения η_i . По этим причинам пределы уменьшения α у газожидкостного двигателя относительно невелики. Оптимальные значения α для данного двигателя могут быть определены только опытным путем.

3. РАБОТА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ НА МАЛЫХ ПОДАЧАХ

При работе двигателя по газожидкостному циклу топливный насос должен отмеривать и подавать через форсунку очень малые порции топлива, составляющие 6—20% от расхода топлива на номинальной мощности дизеля. Равномерная и бесперебойная подача таких малых порций очень затруднительна, особенно при большом диаметре плунжера и изношенных насосных элементах. Поэтому на газожидкостных двигателях большой мощности, для преодоления указанных трудностей, устанавливают дополнительный топливный насос с плунжером меньшего диаметра.

Это исключается для такого небольшого двигателя как Ч 18/22 и установленный на нем насос с $d_{пл} = 10$ мм должен обеспечивать работу как дизеля, так и газожидкостного двигателя.

В табл. 1 приведены данные о необходимой подаче жидкого топлива на цикл при разных процентах присадки его к газу у двигателя Ч 18/22 на номинальной мощности.

Присадка топлива, г %	Часовой расход топлива G кг/час	Удельный расход топлива г/л. с.-час	Расход топлива на 1 цикл		Примечание
			г/цикл	мм ³ /цикл	
100	4,25	17,0	0,189	220,0	$N_e = 25$ л. с.
5	0,213	8,5	0,00945	11,0	$n = 750$ об/мин.
10	0,426	17,0	0,0189	22,0	
15	0,639	25,5	0,0283	33,0	
20	0,85	34,0	0,0378	44,0	Топливо дизельное, $\gamma = 0,86$ г/см ³
25	1,06	42,5	0,047	55,0	

Перед испытаниями двигателя по газожидкостному циклу требовалось оценить, какую минимальную подачу топлива может обеспечить насос с $d_{пл} = 10$ мм, при номинальных и сниженных оборотах и какое для этого требуется перемещение рейки насоса. С этой целью были проведены испытания насоса на стенде, а также некоторые замеры на работающем двигателе.

При испытаниях топливо к насосу подавалось самотеком без подкачивающей помпы. В насосе был установлен серийный нагнетательный клапан с отсасывающим пояском объемом 25 мм³. Профиль кулачка насоса тангенциальный; распылитель форсунки— $8 \times 0,3 \times 140^\circ$; давление открытия иглы форсунки 180—200 кг/см². Трубопровод от насоса к форсунке стальной $\varnothing 6 \times 2$ мм, длиной 570 мм.

Рейка при опытах прижималась к упору, а ее положение определялось по величине перемещения регулируемого винта упора.

В результате этих испытаний установлено: при $n = 375$ —380 об/мин. валика насоса и впрыске в атмосферу подача топлива с перебоями начинается при перемещении рейки на 2,2 мм от крайнего положения в сторону выключения. При перемещении рейки на 2,3 мм подача становится более стабильной, но все же с периодическими пропусками.

Расход топлива при этом был равен:

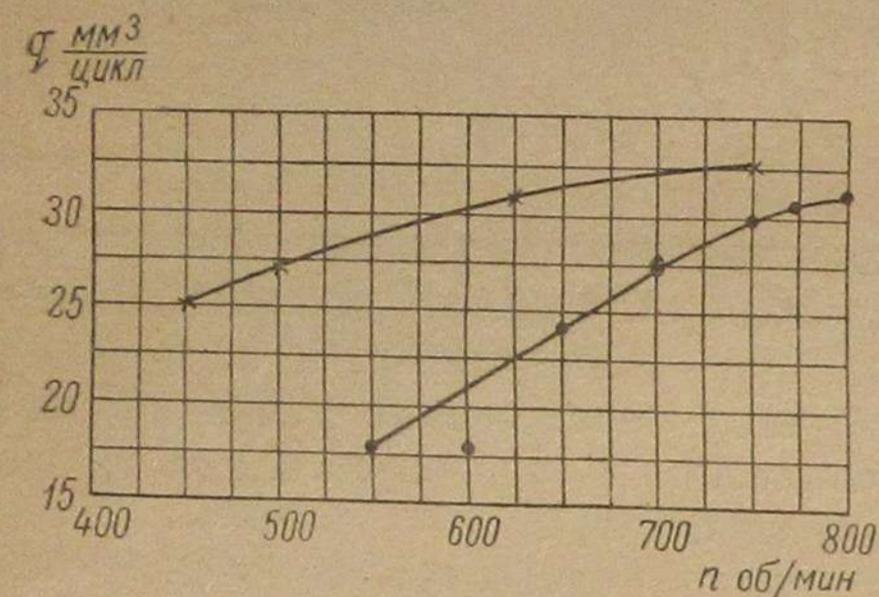
$$\begin{aligned} \text{при } p_{ф} = 180 \text{ кг/см}^2 & \quad q_u = 11,6 \text{ мм}^3/\text{цикл} \\ \text{при } p_{ф} = 80 \text{ кг/см}^2 & \quad q_u = 20,0 \text{ мм}^3/\text{цикл} \end{aligned}$$

Устойчивая подача при $p_{ф} = 180$ кг/см² достигается только при перемещении рейки приблизительно на 2,4 мм и сохраняется она до $n = 275$ —300 об/мин, при меньших же оборотах начинаются пропуски и требуется увеличить перемещение рейки. Расход топлива при положении рейки на 2,4 мм был равен 25 мм³/цикл. Замеры, произведенные при работе двигателя, показали, что для

устойчивой работы на газе при $n = 375$ об/мин. перемещение рейки должно равняться примерно 2,6 мм.

Несколько большее перемещение рейки насоса при работе двигателя в сравнении с испытаниями на стенде может быть объяснено противодействием среды, в которую производится впрыск. Это подтверждается тем, что расход топлива, соответствующий перемещению рейки на 2,6 мм, был также равен 20—25 мм³/цикл.

Таким образом, при номинальных оборотах двигателя и принятой для него топливной аппаратуре и ее регулировке, возможная минимальная подача жидкого топлива насосом равна 20—25 мм³/цикл или около 10% от расхода топлива дизелем на номинальной мощности. Соответствующее ей перемещение рейки равно 2,6 мм.



Фиг. 2. Изменение подачи на цикл при разных оборотах и закрепленной рейке:

×—×—×—открытие рейки ~ 2,75 мм.
●—●—●—открытие рейки ~ 2,7 мм.

Устойчивая подача сохранилась только до $q = 20 - 25 \frac{\text{мм}^3}{\text{цикл}}$,

на меньшей же подаче двигатель начинал работать с перебоями и останавливался. Поэтому характеристику с открытием рейки 2,7 мм можно было снимать только до $n = 550 - 600$ об/мин. При открытии рейки 2,75 мм и подаче на номинальных оборотах $q \cong 32$ мм³/цикл характеристика была снята до $n = 450$ об/мин. Эти результаты были учтены в дальнейшем при снятии винтовой и внешней характеристики двигателя.

При опытах угол опережения впрыска устанавливался по менisku в штуцере топливного насоса, т. е. определялось геометрическое начало подачи. В действительности же, из-за компенсации объема отсасывающего пояса на нагнетательном клапане, сжимаемости топлива и упругой деформации трубопровода впрыск происходил позже. Для характеристики этого запаздывания в табл. 2 приведены данные осциллографирования процесса впрыска при испытании дизельного варианта Ч 28/22.

Из таблицы видно, что период запаздывания впрыска при постоянных оборотах не зависит от расхода топлива через форсунку. На основании этого для исследования газожидкостного цикла был принят такой же период запаздывания впрыска 6,8—7,0° п. к. в.

Число оборотов двигателя, об/мин.	Мощность л. с.	Часовой расход топлива, кг/час	Расход топлива, г/цикл	Геометрическое начало подачи по менisku в град. до ВМТ	Действительное начало подачи форсункой до ВМТ в град.	Период запаздывания в град. п. к. в.
752	25,2	4,2	0,186	20	13,25	6,75
750	27,4	4,55	0,202	20	13	7,0
750	19,0	3,35	0,15	20	13,2	6,8
750	12,6	2,51	0,11	20	13,1	6,9

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Опыты при степени сжатия $\epsilon = 15,0$

Перед началом испытаний двигателя на газе была снята контрольная нагрузочная характеристика его на жидком топливе с топливной аппаратурой и регулировкой, принятой для дизельного варианта.

Характеристика дизеля Ч 18/22 приведена на фиг. 3.

Как видно из графика, при номинальной мощности $N_e = 25$ л. с. расход топлива был равен 170—175 г/л. с., что соответствует $\eta_e = 0,365 - 0,37$; температура выхлопных газов $t_{в.з} \cong 400^\circ \text{C}$; давление сгорания $p_z = 58 - 59 \text{ кг/см}^2$ и коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,0 - 2,1$.

Полученные значения η_e , p_z , $t_{в.з}$ и α в дальнейшем сравнивались с показателями работы двигателя на газе. Как указано выше, несколько повышенный расход топлива, в сравнении с испытаниями дизельного варианта, объясняется тем, что эти испытания на жидком топливе проводились при меньших температурах воды и масла. Однако это не имеет значения для сравнения, так как опыты при работе двигателя по газожидкостному циклу проводились при тех же условиях.

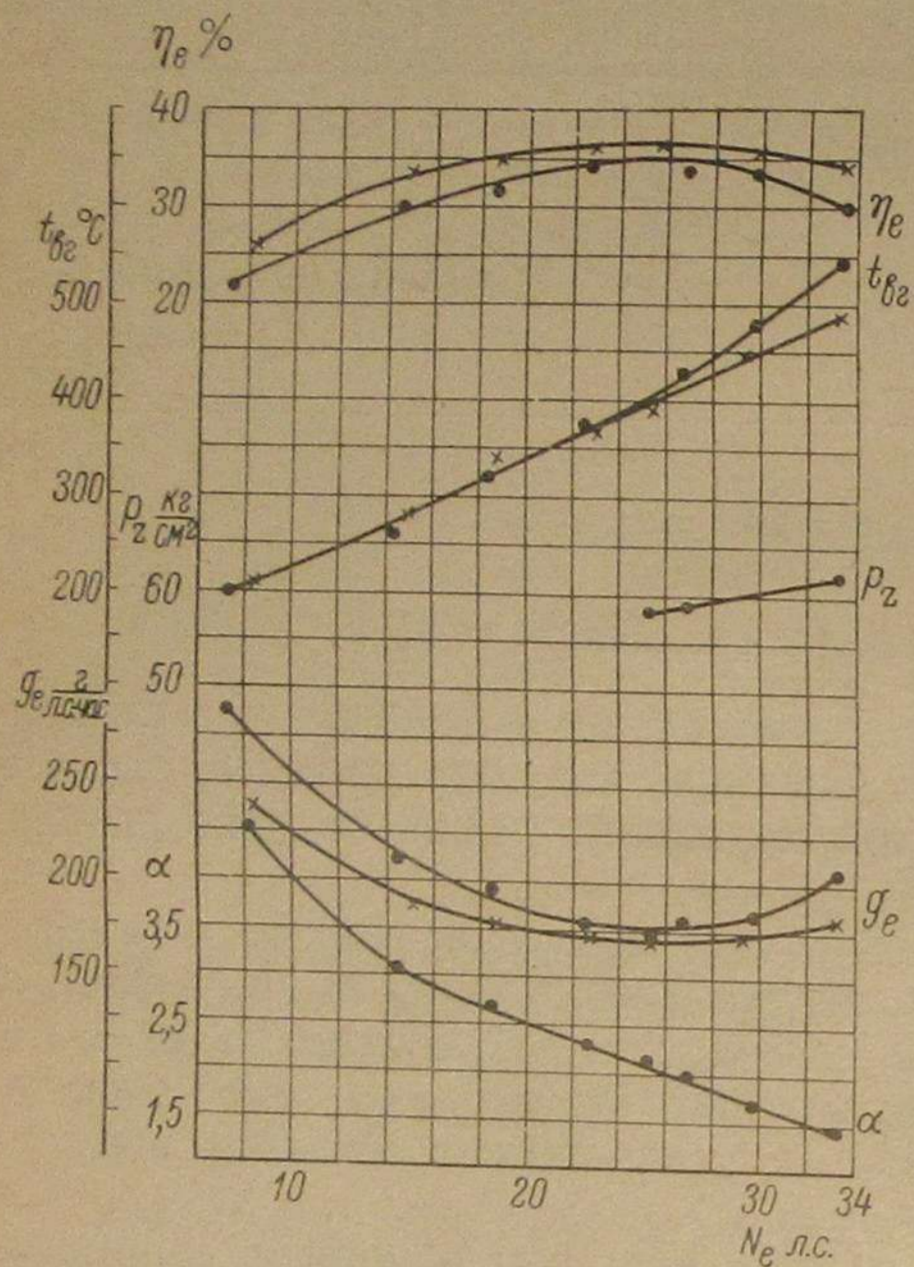
Опыты по переводу дизеля на газ были начаты с проверки возможности его работы по газожидкостному циклу без изменений конструкции и регулировки. Двигатель запускался и прогревался на жидком топливе, затем при средних нагрузках открывалась газовая заслонка и уменьшалась подача жидкого топлива до упора рейки в ограничитель. После перевода на газ регулировался винт-упор до получения устойчивой работы двигателя при минимальной подаче жидкого топлива.

Первые же попытки перевода двигателя на газ показали, что в нем возникают сильные стуки, похожие на детонацию.

Жесткая работа и стуки наблюдались как при больших, так и при средних нагрузках и особенно усиливались при увеличении

присадки жидкого топлива. С уменьшением присадки стуки становились реже и слабее, но двигатель начинал работать с перебоями из-за пропусков в подаче топлива.

Для изучения характера протекания рабочего процесса и выяснения причин стуков, была снята индикаторная диаграмма при $N_e = 23-24$ л. с., $n = 730-750$ об/мин. и $\varphi = 20^\circ$ до ВМТ.



Фиг. 3. Нагрузочная характеристика дизеля Ч 18/22:

$\epsilon = 15,0$; $n = 750$ об/мин.; $\varphi = 18-20^\circ$ до ВМТ;
 $p_{ф} = 180$ кг/см². Форсунка с распылителем
 $8 \times 0,3 \times 140^\circ$.

●—●—●— с воздушной диафрагмой;
 ×—×—×— без диафрагмы.

Присадка жидкого топлива была минимальной для устойчивой работы (16—18 г/л. с.-час или 0,02 г/цикл), коэффициент избытка воздуха $\alpha_1 = 1,83$ и $\alpha_2 = 1,58$.

Из диаграммы, приведенной на фиг. 4, видно, что $p_z > 73$ кг/см²; записать максимальную величину p_z было нельзя из-за отсутствия соответствующих пружин индикатора. При визуальной оценке по катодному осциллографу оно достигало 80—85 кг/см², а в отдельных случаях превышало 90 кг/см².

Диаграмма показывает также, что сгорание происходит почти при постоянном объеме в течение 6—7° п. к. в., против 13—14° п. к. в. у дизеля. При таком быстром сгорании и высоком p_z скорость нарастания давления

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_z - p_c}{\Delta \varphi} = \frac{85 - 34}{7} = \sim 7 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{град},$$

что в 2,7 раза выше, чем у дизеля при равной нагрузке. Этим и объясняется жесткая работа со стуками.

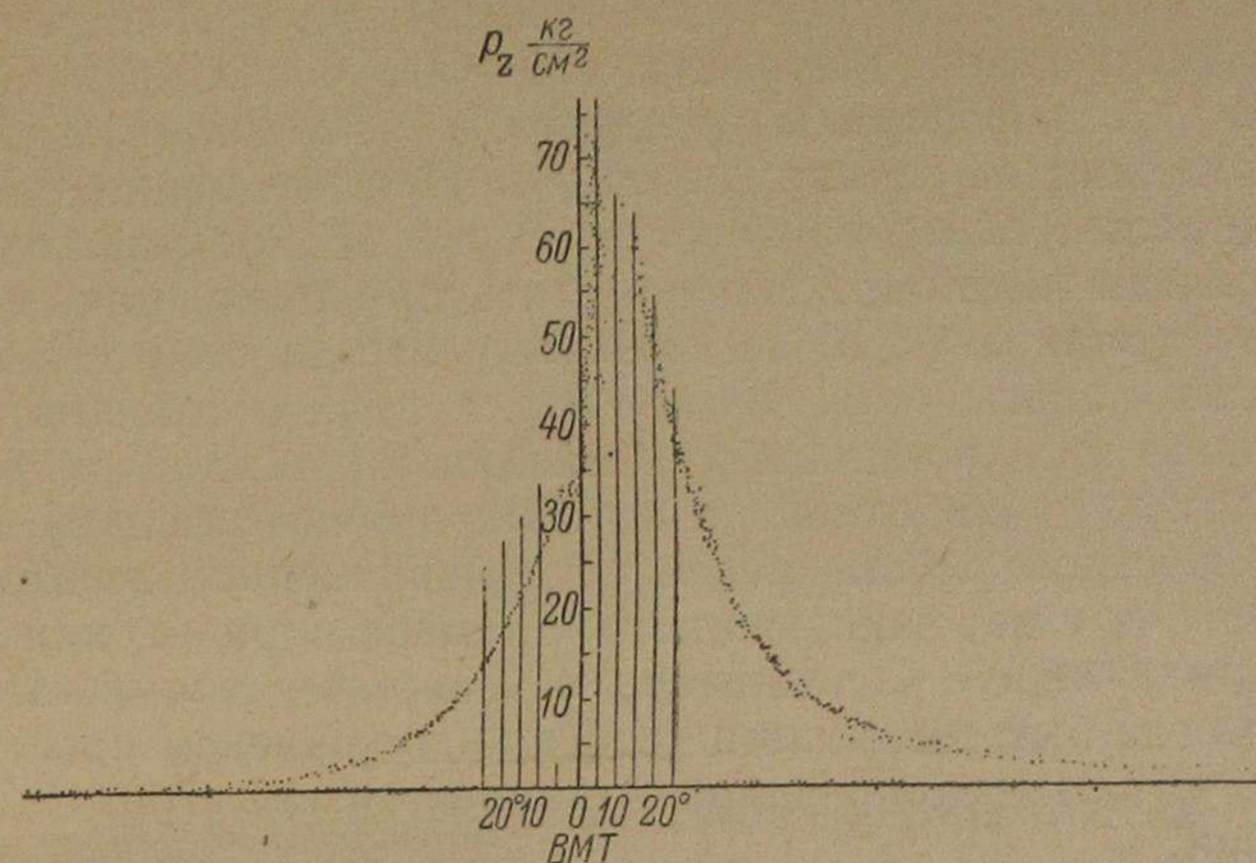
Дальнейшие работы были направлены на выяснение причин высокой скорости сгорания газозвушной смеси и изыскания путей ее уменьшения.

Прежде всего требовалось определить не является ли причиной жесткой работы и стуков детонация, как следствие высокой степени сжатия, или преждевременное воспламенение смеси от перегрева кромки поршня или стенок камеры сгорания.

Для проверки этого двигатель при $\epsilon = 15,0$ был запущен на газе с зажиганием от магнето. Запальная свеча была установлена

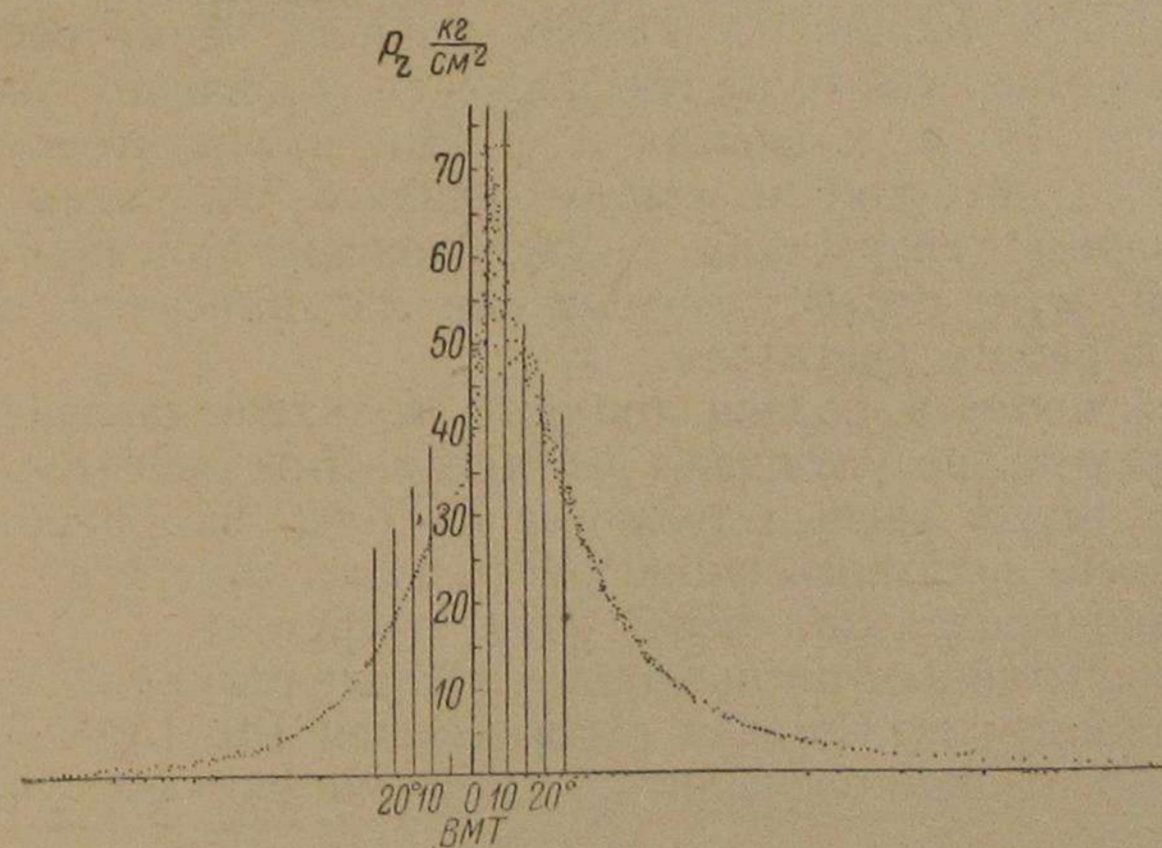
вместо форсунки. Угол опережения зажигания был установлен $\varphi = 12^\circ$ до ВМТ.

Двигатель легко запустился на газе и устойчиво работал при $N_e = 22$ л. с. в течение 1 часа (большей мощности двигатель не раз-



Фиг. 4. Индикаторная диаграмма двигателя Ч 18/22: газожидкостный цикл; $\epsilon = 15,0$; форсунка с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$.

вивал). Хотя давление сгорания при этом также превышало 72—73 кг/см², но стуков при работе не наблюдалось. При выключении зажигания двигатель сразу останавливался, что указывало



Фиг. 5. Индикаторная диаграмма двигателя Ч 18/22 при работе на газе с зажиганием от свечи:

$\epsilon = 15,0$; $\varphi = 12^\circ$ до ВМТ.

на отсутствие воспламенения газа от высокого сжатия или нагретых деталей камеры сгорания. Индикаторная диаграмма двигателя при работе с воспламенением газа искрой при $\epsilon = 15,0$ приведена на фиг. 5.

Далее была проверена возможность снижения скорости сгорания и жесткости работы за счет регулировки угла опережения впрыска, давления открытия иглы форсунки, состава газозидкостной смеси и количества жидкого топлива. Уменьшение φ до $5-7^\circ$ несколько снижало p_z и жесткость работы, но при этом температура выхлопных газов достигала $480-500^\circ\text{C}$. Изменение давления открытия иглы форсунки в пределах $50-220\text{ кг/см}^2$ не оказывало заметного влияния на работу двигателя. При обеднении смеси снижалась мощность, но периодические стуки не прекращались. Несколько меньшая жесткость наблюдалась при очень малых присадках жидкого топлива ($<10\%$), но этому всегда сопутствовала неравномерность работы из-за пропусков в подаче топлива.

Наблюдение при испытаниях и анализ индикаторных диаграмм привели к выводу, что одной из важных причин высокой скорости сгорания и жесткой работы является одновременное воспламенение большого объема газа, заключенного в камере поршня, при впрыске в него топлива через распылитель с 8-ю отверстиями. Причиной же стуков могла быть детонация газа в надпоршневом пространстве, сжимаемого дополнительно ударной волной газов, сгорающих в камере поршня.

Для проверки этого вывода была выполнена серия опытов по подбору оптимального распылителя форсунки с подачей топлива в камеру поршня. Кроме того, был проведен опыт с впрыском топлива в надпоршневое пространство.

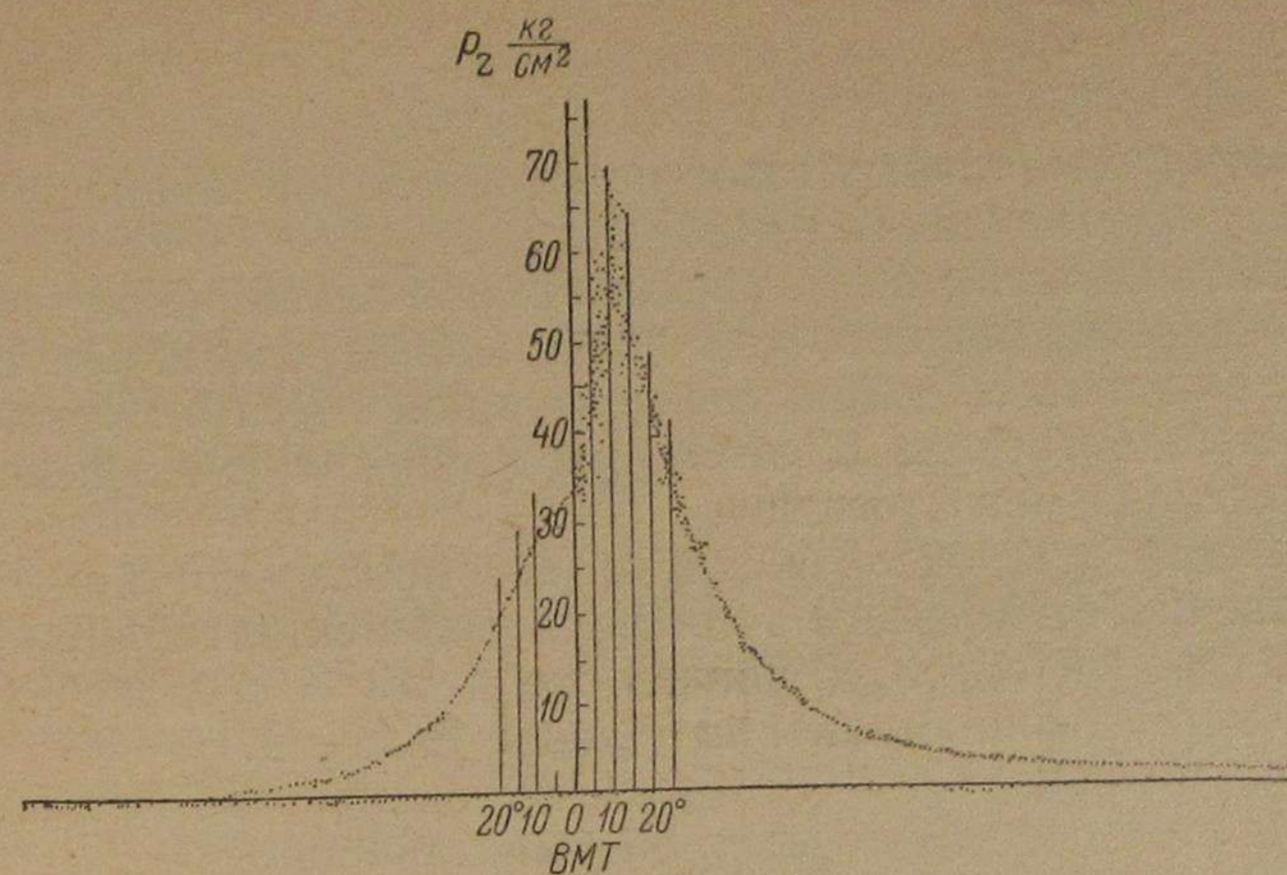
Были испытаны семь распылителей с разным числом отверстий, проходными сечениями и направлением струй. Испытания показали, что впрыск топлива в камеру поршня через распылители с несколькими отверстиями не обеспечивает устойчивой работы двигателя на газе. Во всех опытах с такими распылителями работа двигателя была жесткой и сопровождалась сильными стуками. Жесткость работы возрастала с увеличением присадки жидкого топлива (при $\alpha_1 = \text{const}$), уменьшение же присадки приводило к перебоям в работе двигателя.

Изменение момента подачи топлива, а также давления открытия иглы форсунки не улучшало заметно работы двигателя на газе. При осмотре таких распылителей через 1—2 час. работы всегда обнаруживалось закоксовывание нескольких отверстий, так что впрыск обычно происходил через 2—3 отверстия.

Из всех испытанных распылителей лучшие результаты были получены с серийным штифтовым распылителем РШ $15 \times 1,5$, с конусом распыла 15° . Такой распылитель применяется в форсунках тракторных дизелей.

При установке штифтового распылителя двигатель легко переводился на газ, развивая номинальную мощность, и работал на всех режимах устойчиво и без стуков. Однако «мягкая» работа двигателя и невысокие максимальные давления сгорания ($p_z \approx 65\text{ кг/см}^2$) достигались тоже только при малой подаче жидкого топлива ($10-12\text{ г/л. с. час}$), с увеличением же подачи возрастала жесткость работы двигателя и максимальное давление сгорания.

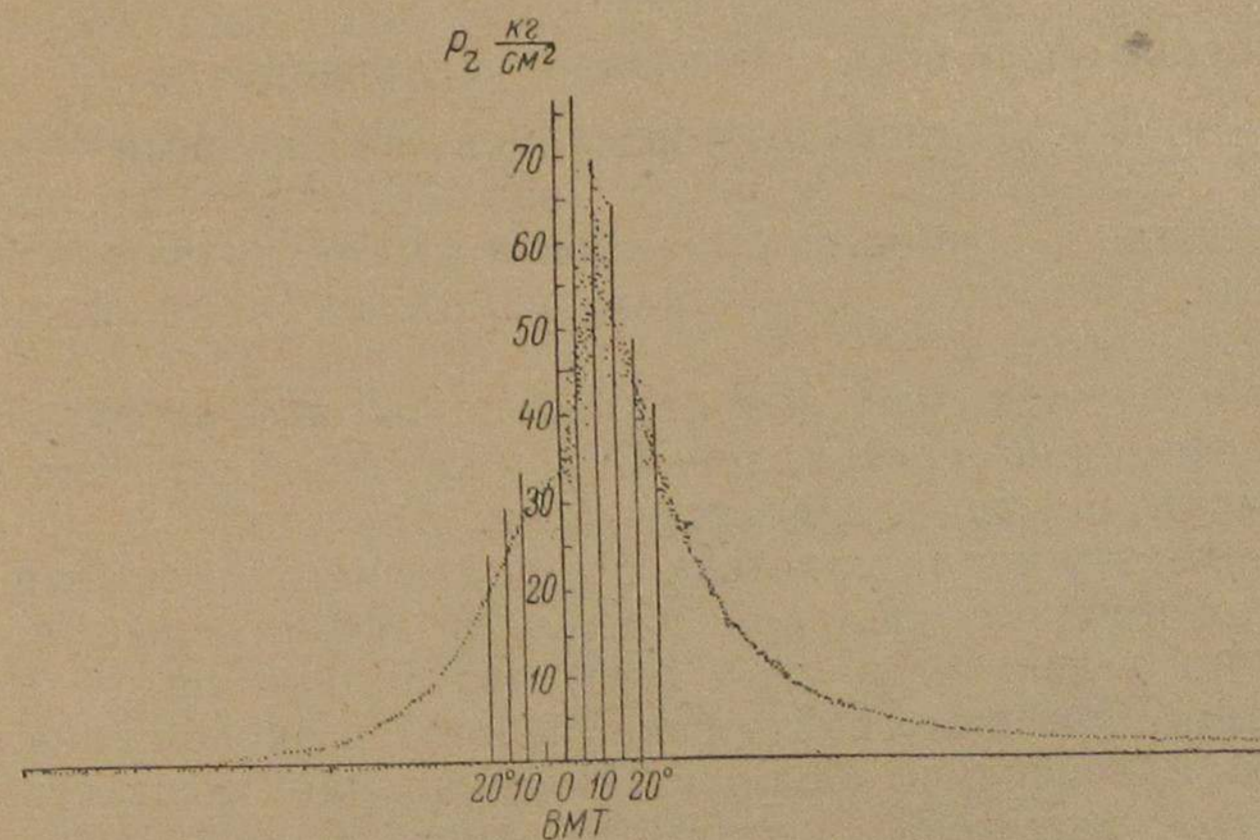
Это видно из двух индикаторных диаграмм, приведенных на фиг. 6 [и 7, одна из которых снята при $g_e = 10\text{ г/л. с. час}$ и



Фиг. 6. Индикаторная диаграмма двигателя Ч 18/22; газозидкостный цикл; $\varepsilon = 15,0$; форсунка со штифтовым распылителем. Присадка жидкого топлива $g_e = 10\text{ г/л. с. час}$.

вторая при $g_e = 19\text{ г/л. с. час}$ жидкого топлива на номинальной мощности.

Сравнивая индикаторные диаграммы на фиг. 5, 6 и 7 видим, что при работе со штифтовым распылителем сгорание получается



Фиг. 7. Индикаторная диаграмма двигателя Ч 18/22; газозидкостный цикл; $\varepsilon = 15,0$; форсунка со штифтовым распылителем. Присадка жидкого топлива $g_e = 19\text{ г/л. с. час}$.

более растянутым, чем с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$, некоторая же часть заряда догорает и на линии расширения. Скорость на-

растания давления при этом составляет при впрыске топлива $g_e = 10 \text{ г/л. с.-час}$ $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} \approx 3,2 \text{ кг/см}^2 \text{ град}$ и при $g_e = 19 \text{ г/л. с.-час}$ $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} \approx 3,7-3,9 \text{ кг/см}^2 \text{ град}$.

Температура выхлопных газов на номинальной мощности в обоих случаях не превышала $440-450^\circ \text{C}$.

Испытания со штифтовым распылителем подтвердили, таким образом, что впрыск жидкого топлива с малым углом конуса струи уменьшает скорость сгорания газовой смеси и снижает жесткость работы двигателя. К этому же приводит уменьшение количества впрыскиваемого топлива.

Объясняется это, очевидно, тем, что при малом конусе струи непосредственно от жидкого топлива воспламеняется лишь небольшая часть газовой смеси, основная же часть ее сгорает более медленно, по мере распространения фронта пламени.

При увеличении подачи жидкого топлива возрастает дальность струи и улучшается ее распыливание.

Это увеличивает процент смеси, воспламеняемой непосредственно от топлива, и приводит к более жесткой работе двигателя.

Было проверено влияние на работу двигателя также угла опережения впрыска, давления открытия иглы форсунки и коэффициента избытка воздуха в газовой смеси. С увеличением φ увеличивались p_z и жесткость работы, но снижалась температура выхлопных газов. Изменение давления открытия иглы форсунки в пределах $50-200 \text{ кг/см}^2$ практически не оказывало влияния на работу газожидкостного двигателя.

Обогащение смеси по α_1 , вызывало увеличение p_z , $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ и $t_{в.з.}$. Пределы такого обогащения оказались небольшими — уже при $\alpha_1 < 1,4$ наблюдалось большое запаздывание воспламенения жидкого топлива, начинались перебои в работе двигателя и хлопки в смесителе. Наиболее устойчивая работа на номинальной мощности была при $\alpha_1 \approx 2,0$.

В результате таких предварительных опытов и наблюдений была найдена оптимальная регулировка, при которой была снята нагрузочная характеристика двигателя (фиг. 8).

Сравнивая эту характеристику с характеристикой дизеля (фиг. 4), видим, что при номинальной мощности эффективный к. п. д. газожидкостного двигателя $\eta_e = 0,35$, что только на $1-2\%$ ниже, чем у дизеля, при недогрузках же разница в экономичности обоих двигателей значительно больше. Номинальная мощность у газожидкостного двигателя достигается при $\alpha_2 = 1,7-1,8$, вместо $\alpha = 2,0-2,1$ у дизеля. Соответственно температура выхлопных газов была у двигателя на газе приблизительно на 50° выше, чем на жидком топливе, давление же сгорания достигает $p_z = 65 \text{ кг/см}^2$, вместо $57-58 \text{ кг/см}^2$ у дизеля.

Испытания показали также, что газожидкостный двигатель не может развивать такую перегрузку, как дизельный, и сильно реа-

гирует на сопротивление газогенераторной установки. Так, при разряджении перед смесителем $90-140 \text{ мм вод. ст.}$ и принятой регулировке, двигатель на газе мог развивать не более 26 л. с. , на жидком же топливе при тех же α и $t_{в.з.}$ он развивал 30 л. с. (фиг. 3). При сопротивлении же генератора более $140-150 \text{ мм вод. ст.}$ мощность двигателя снижалась до $23-20 \text{ л. с.}$ и восстановить ее было нельзя ни обогащением смеси, ни подачей жидкого топлива.

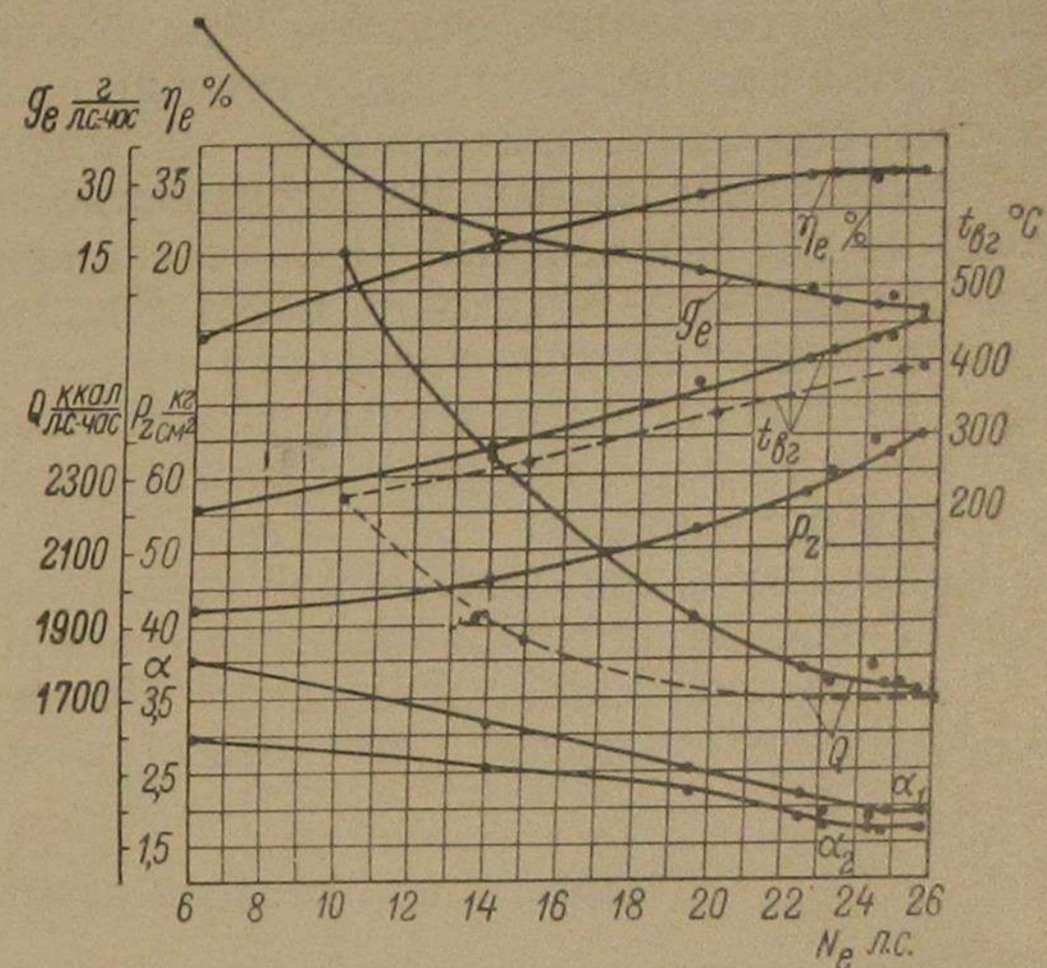
Обогащение смеси прикрытием воздушной заслонки не увеличивало мощность, так как при этом уменьшалось наполнение ци-

линдра и возрастал период задержки воспламенения жидкого топлива. По катодному осциллографу было видно, что при обогащении смеси начало сгорания перемещалось дальше за ВМТ и наблюдались пропуски воспламенения. Повышение или сохранение мощности увеличением угла опережения впрыска или подачи жидкого топлива тоже оказалось невозможным из-за возрастания жесткости работы и давления сгорания ($p_z > 70 \text{ кг/см}^2$).

Из приведенных данных видно, что несмотря на относительно лучшие результаты, полученные со штифтовым распылителем, они не могут считаться удовлетворительными для длительной работы газожидкостного двигателя. Рабочий процесс двигателя и в этом случае характеризуется высокой скоростью сгорания и значительно большими p_z и $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, чем у дизеля при одинаковых нагрузках.

Для опыта с впрыском топлива в надпоршневое пространство был изготовлен распылитель $4 \times 0,25 \times 170^\circ$, из которого топливо поступало в зазор $\sim 3 \text{ мм}$ между поршнем и головкой цилиндра.

При испытании с таким распылителем двигатель легко переводился на газ, работал без стуков и развивал номинальную мощность. Давление сгорания было равно $p_z = 75 \text{ кг/см}^2$ (при $\varphi = 20^\circ$) и скорость нарастания давления $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = 5-5,5 \text{ кг/см}^2 \text{ град.}$, что ниже, чем с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$. Увеличение подачи жидкого топлива не вызывало повышенной жесткости и стуков.



Фиг. 8. Нагрузочная характеристика двигателя Ч 18/22:

газожидкостный цикл; $\epsilon = 15,0$; $n = 750 \text{ об/мин.}$; $\varphi = 18-20^\circ$ до ВМТ. Форсунка со штифтовым распылителем; $p_\varphi 180 \text{ кг/см}^2$;

— на газе; - - - на дизельном топливе.

Этот опыт тоже подтвердил, что с уменьшением доли заряда, соприкасающейся с жидким топливом, уменьшается скорость сгорания и величины p_z и $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$. Однако это снижение недостаточно для обеспечения надежной работы двигателя. Кроме того, распылитель $4 \times 0,25 \times 170^\circ$ непригоден для работы двигателя на жидком топливе из-за высокого расхода топлива (205—210 г/л. с.) и температуры выхлопных газов $t_{в.г.} > 500^\circ \text{C}$.

Проведенные испытания, анализ полученных материалов и расчеты дают основание считать, что основной причиной указанных недостатков является высокая степень сжатия (для принятой формы камеры сгорания, размерности цилиндра и скорости поршня).

Из опубликованных данных известно много случаев перевода дизелей на газожидкостный цикл со снижением степени сжатия в целях уменьшения жесткости работы и давлений сгорания.

И в нашем случае, поскольку при $\epsilon = 15,0$ другие испытанные меры не дали положительных результатов, было решено проверить возможность перевода дизеля на газожидкостный цикл при сниженной степени сжатия.

Снижение ϵ , при неизменной конструкции других деталей, может быть наиболее простым решением вопроса.

Однако возможность снижения ϵ следует оценить также с точки зрения экономичности и пусковых качеств двигателя.

Опыты при степени сжатия $\epsilon = 13,5$

Вторая серия опытов по переводу дизеля Ч 18/22 на газожидкостный цикл проводилась при $\epsilon = 13,5$.

Такая степень сжатия была принята на основании теплового расчета, из условия $p_z \leq 60 \text{ кг/см}^2$, а также потому, что с такой ϵ проводились первые испытания дизельного варианта и по ним имелись данные для сравнения.

Уменьшение ϵ с 15,0 до 13,5 достигалось установкой прокладки толщиной 3,0 мм между головкой и цилиндром.

Для оценки экономичности и других показателей работы двигателя при $\epsilon = 13,5$ были сняты две характеристики на жидком топливе: одна с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$ и вторая со штифтовым распылителем. Обе характеристики снимались при $\varphi = 22-23^\circ$ до ВМТ, оптимальном для работы со штифтовым распылителем.

Из фиг. 9 видно, что расход топлива при $N_e = 25 \text{ л. с.}$ и штифтовом распылителе в одинаковых условиях на 5—7 г/л. с.-час больше, чем с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$.

Сравнивая же расходы топлива на фиг. 6 и 11 при $\epsilon = 15,0$ и 13,5, в обоих случаях с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$, видим, что уменьшение степени сжатия увеличивает расход топлива примерно на 5 г/л. с.-час. Следовательно, снижение ϵ и применение штифтового распылителя повышает расход топлива \sim на 10—12 г/л. с.-час. Однако это не имеет существенного значения для газожидкостного двигателя, так как на жидком топливе он должен работать в ред-

ких случаях и непродолжительно. Следует отметить также, что давление сгорания при работе со штифтовым распылителем ниже, чем с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$; разница же в температурах выхлопных газов незначительна.

Испытания двигателя на газе при $\epsilon = 13,5$ также проводились сначала с впрыском топлива через распылитель $8 \times 0,3 \times 140^\circ$. Затем были повторно испытаны и другие распылители. Результаты этих испытаний, так же как и при $\epsilon = 15,0$ оказались неудовлетворительными. Во всех случаях при установке распылителей с несколькими отверстиями двигатель на газе, хотя и развивал номинальную мощность, но работал жестко и со стуками, особенно при увеличении подачи жидкого топлива.

Как и прежде, лучшие результаты были получены при впрыске топлива через штифтовой распылитель. Двигатель на газе развивал номинальную мощность при допустимых значениях p_z , $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ и $t_{в.г.}$.

С увеличением подачи жидкого топлива (при $\alpha_1 = \text{const}$) возрастала жесткость работы двигателя, но стуков не возникало.

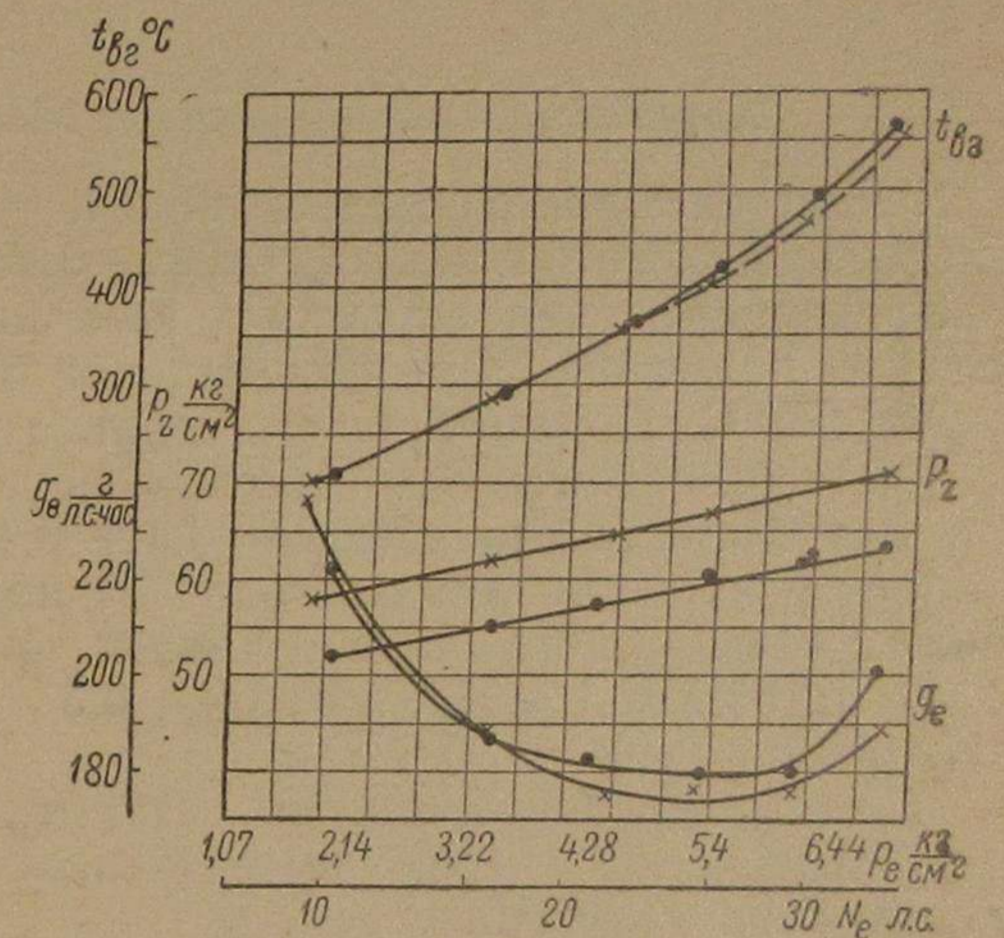
Ввиду таких положительных результатов, дальнейшие испытания проводились только со штифтовым распылителем. Эти испытания включали снятие следующих характеристик:

- 1) регулировочных: по составу смеси, углу опережения впрыска и количеству жидкого топлива;
- 2) эксплуатационных: нагрузочной, внешней и винтовой.

Перечисленные характеристики дали возможность выявить оптимальные регулировки газожидкостного двигателя и оценить его основные показатели в различных условиях работы.

Регулировочные характеристики

У газожидкостных двигателей применяется качественное регулирование. Оно осуществляется, главным образом, за счет α_1 — состава газовой смеси и частично изменением присадки жидкого топлива и, следовательно, α_2 .



Фиг. 9. Нагрузочная характеристика дизеля Ч 18/22:

$\epsilon = 13,5$; $n = 750$ об/мин.; $\varphi = 23^\circ$; топливо — дизельное;
 p_z — замерены по катодному осциллографу;
 ●—●—●— форсунка со штифтовым распылителем;
 ×—×—×— форсунка с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$.

Поскольку показатели рабочего процесса зависят от обоих коэффициентов, то при опытах снимались две характеристики по составу смеси:

1) при переменном α_1 и нагрузках, но постоянном расходе жидкого топлива на цикл и

2) при постоянных нагрузках и α_2 , но при разных соотношениях газа и жидкого топлива.

Кроме того, была снята характеристика по углу опережения впрыска жидкого топлива.

Характеристика по составу газозвушной смеси

Характеристика снималась при $n = 750$ об/мин., $\varphi = 20-21^\circ$ и подаче жидкого топлива $G_{жс} = 0,42-0,45$ кг/час (0,018—0,02 г/цикл).

Угол опережения впрыска φ был подобран опытным путем из условия получения при номинальной мощности $p_z \leq 60$ кг/см² и $t_{в.г} \leq 450^\circ$ С. Подача жидкого топлива устанавливалась минимальной, но обеспечивающей работу форсунки без пропусков. Принятая для опытов подача ($G_{жс} = 0,42-0,43$ кг/час) составляла около 10% от расхода топлива дизелем на номинальной мощности. Средний состав генераторного газа, применяемого при опытах: $CO_2 = 10,6\%$; $C_nH_m = 0,4\%$; $O_2 = 0,3\%$; $CO = 22,2\%$; $H_2 = 16,0\%$; $CH_4 = 1,2\%$; $N_2 = 50,6\%$.

Теплотворная способность газа $H_u \cong 1240$ ккал/м³.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания такого газа $L_2 = 1,01$ м³/м³.

Коэффициенты избытка воздуха α_1 и α_2 определялись по расходу газа и воздуха из выражений:

$$\alpha_1 = \frac{V_{нв}}{V_{H_2} L_2} \quad \text{и} \quad \alpha_2 = \frac{V_{нв}}{V_{H_2} L_2 + G_{жс} L_{жс}},$$

где $V_{нв}$ и V_{H_2} — расход воздуха и газа в м³/час;

L_2 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа;

$L_{жс}$ — теоретический расход воздуха для сгорания жидкого топлива в м³/кг.

Экономичность работы двигателя при разных α оценивалась по суммарному расходу тепла газа и жидкого топлива на 1 л. с.-час.

Характеристика изменения основных показателей работы двигателя в зависимости от состава газозвушной смеси приведена на фиг. 10.

Из графика видно, что наибольшая экономичность двигателя по расходу тепла и η_e соответствует $\alpha_2 = 1,6-1,9$ (или $\alpha_1 = 1,9-2,25$).

Номинальная мощность двигателя $N_e = 25$ л. с. была получена при $\alpha_1 = 2,0$ и $\alpha_2 = 1,75$. Теплотворность смеси при этом равна

$$Q = \frac{H_u}{(1 + \alpha_1 L_2)(1 - r)} = \frac{1240}{(1 + 2,0 \cdot 1,01)(1 - 0,1)} = 456 \text{ ккал/м}^3,$$

что приблизительно на 5% выше, чем у дизеля при той же нагрузке. Удельный расход тепла при $\alpha_2 = 1,65-1,9$ равен 1740—1750 ккал/л. с.-час. Эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,36$ против 0,37—0,375 у дизеля при одинаковых p_e .

Наибольшее среднее эффективное давление $p_e = 6,0-6,1$ кг/см² и соответствующая ему мощность $N_e = 28$ л. с. была получена при $\alpha_2 = 1,25-1,3$ (или $\alpha_1 = 1,4-1,5$).

Как показали испытания, устойчивая работа двигателя была возможна в пределах изменения $\alpha_1 = 1,5-3,3$. При дальнейшем обогащении смеси начинались перебои в работе двигателя, наблюдалось запаздывание воспламенения жидкого топлива и пропуски вспышек. Причиной неустойчивости работы при $\alpha_1 > 3-3,5$, очевидно, следует считать малую скорость сгорания обедненной смеси, что подтверждалось характером протекания сгорания по индикаторным диаграммам.

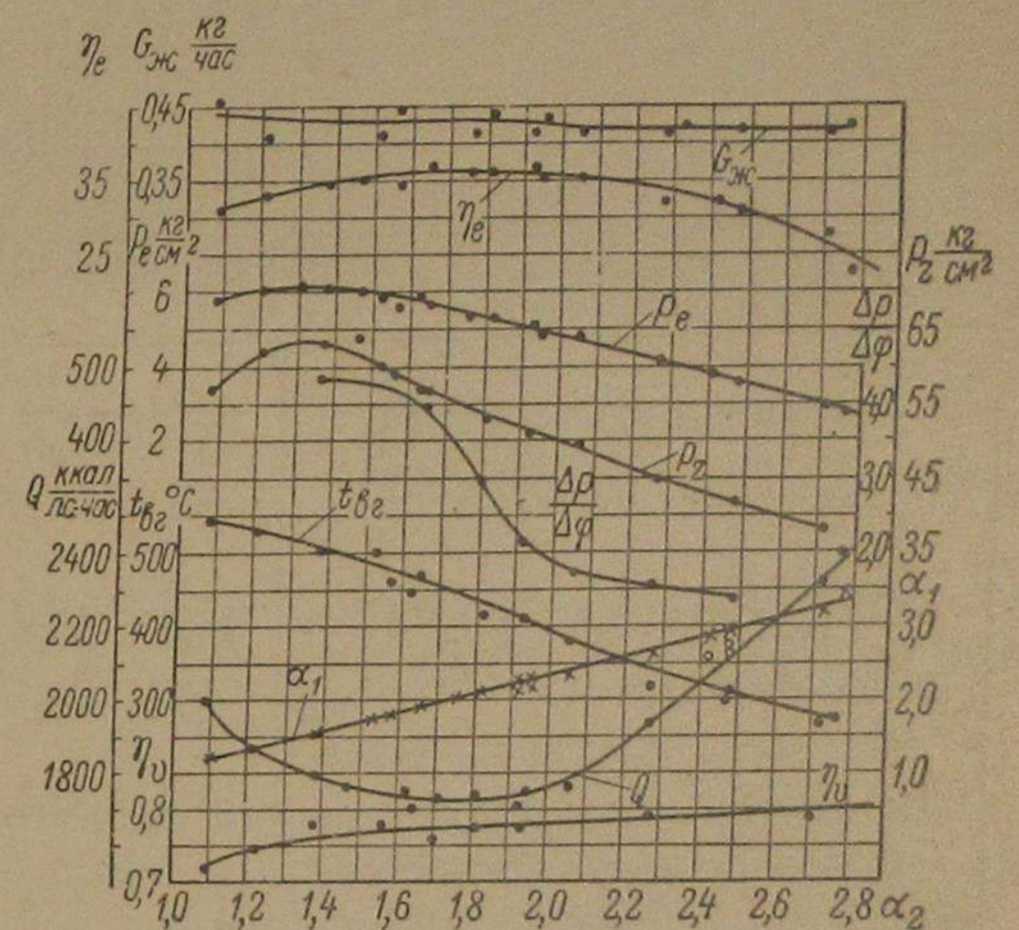
Давление сгорания и температура выхлопных газов, как видно из фиг. 10, с уменьшением α_1 и α_2 возрастают. Наибольшее давление сгорания $p_z = 62-63$ кг/см² соответствует $p_e = 6,0$ кг/см² и $\alpha_2 = 1,3$; при $N_e = 25$ л. с. ($p_e = 5,4$ кг/см²) $p_z = 55-56$ кг/см². У дизеля, как видно из фиг. 3, при $p_e = 6,0$ кг/см², $p_z = 60$ кг/см² и при $p_e = 5,4$ кг/см² $p_z = 58$ кг/см².

Температура выхлопных газов при одинаковом p_e у газожидкостного двигателя на 40—60° выше, чем у дизеля, что объясняется, главным образом, меньшим значением α и, отчасти, догоранием плохо распыленного жидкого топлива. На номинальной мощности $t_{в.г} = 440-450^\circ$ С, что допустимо для длительной работы двигателя.

Однако большее значение для оценки рабочего процесса имеет показатель жесткости $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ и его изменение по α .

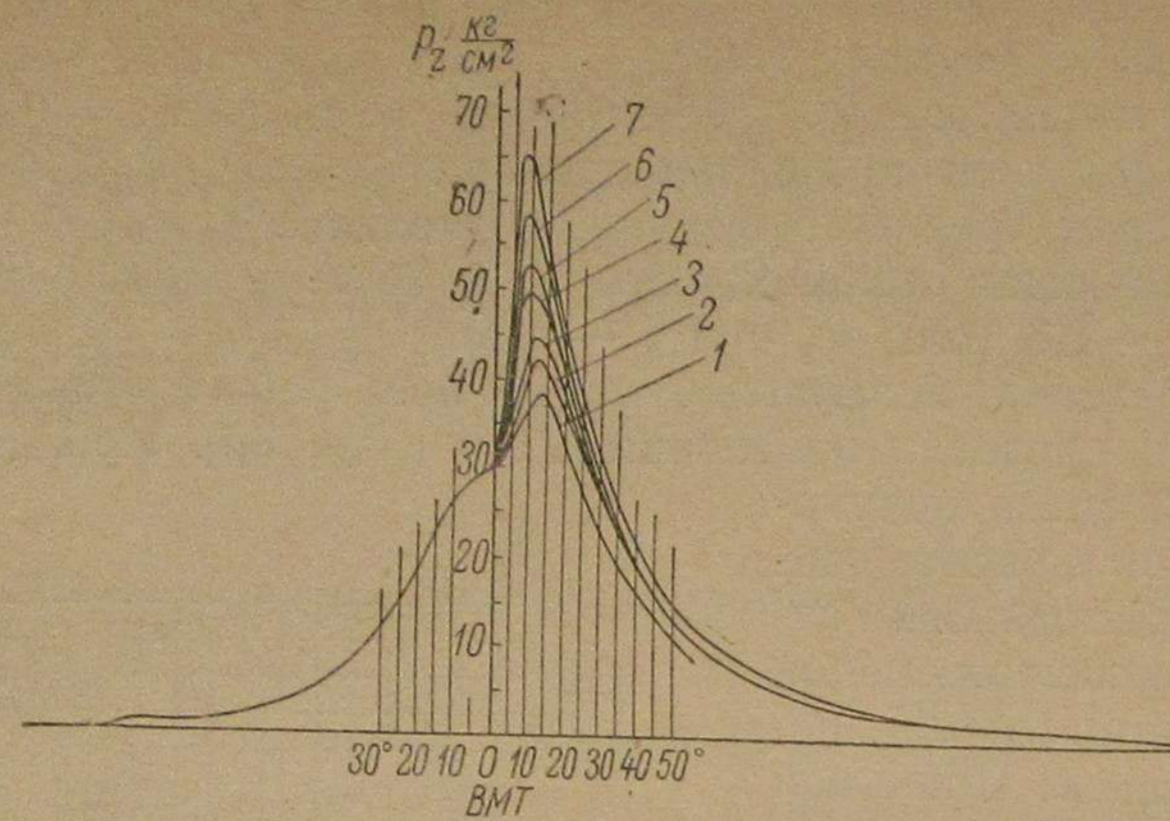
В табл. 3 приведены совмещенные индикаторные диаграммы газожидкостного двигателя при разных α и основные данные, соответствующие каждой диаграмме.

Как видно из таблицы, с уменьшением α , при $q_u = 0,018-0,022$ г/цикл, период от начала сгорания до $p_{z \max}$ сокращается, в результате чего скорость нарастания давления возрастает с 0,73 кг/см² град. при $\alpha_1 = 3,24$ до 4,95 кг/см² град. при



Фиг. 10. Характеристика двигателя Ч 18/22 по составу смеси:

газожидкостный цикл; $\epsilon = 13,5$; $n = 750$ об/мин.; $\varphi = 21^\circ$ до ВМТ; $G_{жс} = 0,42-0,45$ кг/час.



Показатели работы двигателя	Номера индикаторных диаграмм:						
	1	2	3	4	5	6	7
Мощность двигателя, л. с.	14,3	16,8	19,8	22,6	25,2	26,9	28,4
Число оборотов, об/мин.	750	750	750	750	750	750	750
Среднее эффективное давление, кг/см ²	3,05	3,58	4,23	4,82	5,4	5,75	6,06
Часовой расход генераторного газа, нм ³ /час	23,4	25,6	27,4	28,8	31,7	33,3	37,5
Часовой расход жидкого топлива, кг/час	0,413	0,416	0,416	0,418	0,44	0,464	0,493
Расход жидкого топлива, г/цикл	0,0184	0,0185	0,0185	0,0186	0,0196	0,0205	0,0218
Часовой расход воздуха, нм ³ /час	76,4	75,2	73,0	69,0	66,0	64,0	61,2
Количество тепла, вносимого за 1 час с газом, ккал/час	29 000	31 700	34 000	35 700	39 300	41 400	46 600
Количество тепла, вносимого за 1 час с жидким топливом, ккал/час	4 130	4160	4160	4180	4400	4640	4930
Доля тепла от жидкого топлива	0,125	0,116	0,123	0,105	0,10	0,10	0,096
Коэффициент избытка воздуха:							
при сжатии, α_1	3,24	2,92	2,64	2,38	2,06	1,9	1,62
при сгорании, α_2	2,68	2,44	2,24	2,01	1,77	1,64	1,4
Удельный расход тепла (общий), ккал/л. с.-час	2319	2137	1940	1770	1740	1710	1774
Удельный расход жидкого топлива, г/л. с.-час	28,9	24,7	21,0	18,5	17,5	16,9	17,4

Показатели работы двигателя	Номера индикаторных диаграмм:						
	1	2	3	4	5	6	7
Давление в конце сжатия, кг/см ²	30,0	30,0	30	30	30	30	30
Давление сгорания, кг/см ²	38,7	42,2	46,5	49,7	53,7	58	64,6
Период от начала горения до $P_{z \max}$ в град.	12	10,5	10,0	8,5	7,3	7,0	7,0
Скорость нарастания давления, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ кг/см ² град.	0,73	1,21	1,65	2,32	3,25	4,0	4,95
Температура выхлопных газов °С	270	300	320	380	420	450	465

Примечание. $\varphi = 21^\circ$ до ВМТ; $H_u = 1240$ ккал/м³; $\varepsilon = 13,5$; $n = 750$ об/мин.
 $t_{\text{газа}} = 11 - 13^\circ \text{C}$; $t_{\text{возд.}} = 24 - 25^\circ \text{C}$; $L_2 = 1,01$ м³/м³; $L_{\text{жс}} = 11,6$ м³/кг.

$\alpha_1 = 1,6$ ($\alpha_2 = 1,4$). Это ограничивает дальнейшее снижение α и, следовательно, увеличение p_e , хотя по опытным данным многие газожидкостные двигатели работают при $\alpha_2 = 1,1 - 1,2$, а некоторые и при $\alpha_2 = 1,0$.

Причина такого несоответствия в настоящей работе не исследовалась; однако имеются основания считать, что она заключается в своеобразной конструкции камеры сгорания. Камера в неохлаждаемом чугунном поршне представляет собою тепловой аккумулятор, в котором происходит дополнительный подогрев сжимаемого заряда. Такой нагрев будет способствовать увеличению скорости сгорания и жесткости работы и при определенных условиях (составе газа, коэффициенте избытка воздуха, нагрузке) может приводить к детонации. С обогащением смеси подогрев будет возрастать, так как вес ее при этом уменьшается из-за большего процента газа в смеси с меньшим удельным весом, чем у воздуха. Теплоемкость же генераторного газа и воздуха при температурах на линии сжатия отличаются мало. Это и может быть одной из причин, повышающих жесткость работы двигателя при обогащении газовой смеси.

Характеристика по расходу жидкого топлива

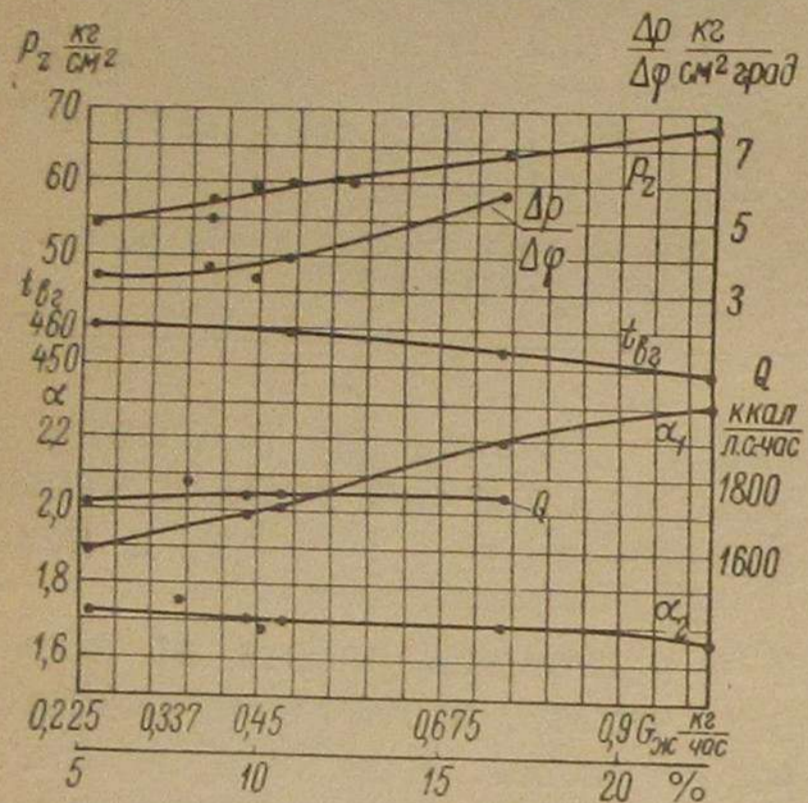
Как известно, одним из важных преимуществ газожидкостного двигателя является возможность сохранения его мощности на газе, при снижении теплотворности газа или повышении сопротивления газогенераторной установки. Это достигается увеличением присадки жидкого топлива.

Однако, в нашем случае, увеличение присадки повышало жесткость работы двигателя и даже приводило к стукам. Особенно это

наблюдалось при номинальной мощности, в связи с чем может затрудняться ее сохранение в условиях эксплуатации.

Этот недостаток нельзя считать особенностью рабочего процесса газожидкостных двигателей вообще; наоборот, во многих опубликованных материалах указывается, что увеличение присадки жидкого топлива использовалось как средство снижения давления сгорания и жесткости работы. Тем не менее полученные на двигателе Ч 18/22 результаты вполне согласуются с опытными данными по другим двигателям.

При прочих равных условиях и постоянной присадке жидкого топлива скорость сгорания газовой смеси будет определяться



Фиг. 11. Характеристика двигателя Ч 18/22 по расходу жидкого топлива:

газожидкостный цикл; $N_e = 24-25$ л. с.

$n = 750$ об/мин.; $H_u = 1212 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$.

В условиях эксплуатации возможны все перечисленные случаи. Первый случай имеет место всегда при изменении нагрузки газожидкостного двигателя от холостого хода до полной. Второй случай наиболее возможен при падении теплотворности газа и полной нагрузке двигателя, когда низкое теплосодержание заряда при $\alpha_1 = \text{const}$ приходится компенсировать дополнительной присадкой жидкого топлива. И, наконец, третий случай может быть при возросшем сопротивлении генератора, когда уменьшается поступление газа и α_1 возрастает. Во всех случаях, однако, увеличение присадки жидкого топлива повлияет на жесткость меньше, если оно впрыскивается в более обедненную смесь.

Таким образом, характер влияния присадки жидкого топлива на сгорание газовой смеси и жесткость работы будет разным не только у двигателей различных конструкций, но и у одного двигателя при изменяющихся условиях работы; поэтому полученные

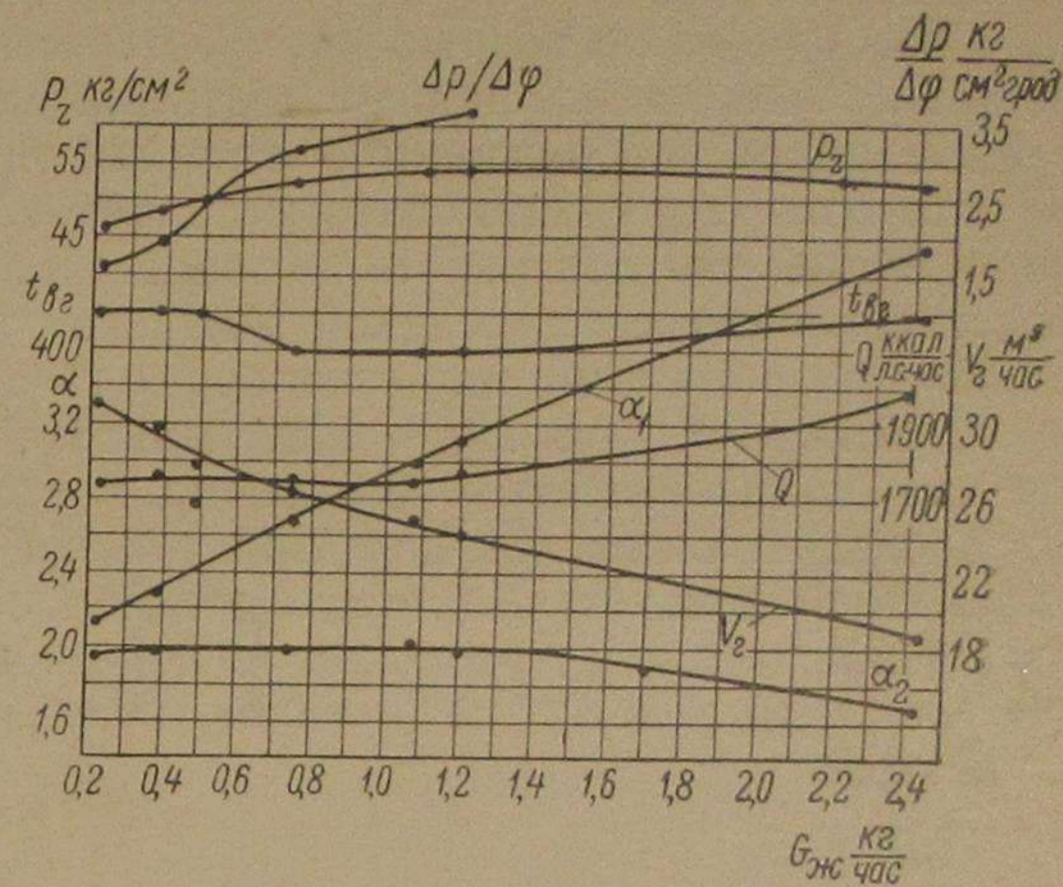
на двигателе Ч 18/22 результаты не противоречат опытным данным, полученным на других двигателях.

При испытании двигателя были сняты две характеристики по расходу жидкого топлива. Одна при номинальной мощности $N_e = 25$ л. с. и вторая при уменьшенной мощности $N_e = 23$ л. с. за счет обеднения газовой смеси.

Характеристики снимались при $n = 750$ об/мин., $\varphi = 20-21^\circ$ до ВМТ и полностью открытой воздушной заслонке. Газовая же заслонка открывалась в зависимости от подачи жидкого топлива. Следовательно, опыты проводились при постоянном α_2 , но переменном α_1 . Данные этих опытов приведены на фиг. 11 и 12.

Из графиков видно, что изменение расхода жидкого топлива на цикл мало влияет на экономичность работы двигателя и температуру выхлопных газов. Существенное влияние оказывает расход жидкого топлива на давление сгорания и жесткость работы, особенно при номинальной мощности и перегрузках. Так, с увеличением $G_{жс}$ с $0,25$ кг/час до $0,75$ кг/час при $N_{e.ном}$ α_1 возрастает с $1,9$ до $2,3$, а p_z увеличивается с 55 кг/см²

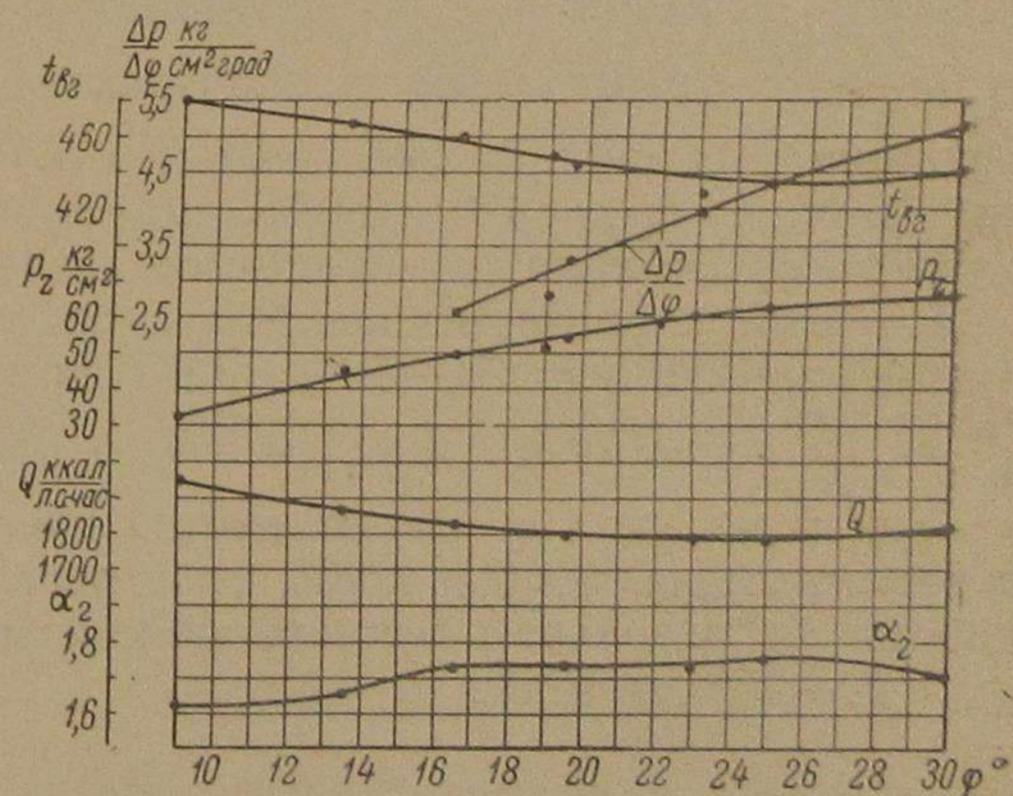
до 64 кг/см² и $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ с $3,4$ кг/см² град. до $5,8$ кг/см² град. При расходе же топлива $G_{жс} = 1$ кг/час давление сгорания достигает 70 кг/см². Поэтому опыты с расходами топлива больше 1 кг/час при $N_{e.ном} = 25$ л. с.



Фиг. 12. Характеристика двигателя Ч 18/22 по расходу жидкого топлива:

газожидкостный цикл; $N_e = 23$ л. с.; $n = 750$ об/мин.;

$H_u = 1240 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$.



Фиг. 13. Характеристика двигателя Ч 18/22 по углу опережения впрыска:

газожидкостный цикл; $H_u = 1212 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$; $N_e = 25$ л. с.;

$n = 750$ об/мин.; $\varepsilon = 13,5$.

не проводились. Опыты же с нагрузкой $N_e = 23$ л. с. были проведены с расходом топлива до $2,4$ кг/час. Коэффициент избытка воздуха при этом изменялся в пределах $\alpha_1 = 2,15 \div 4,15$.

Как видно из графика фиг. 12, давление сгорания достигает наибольшего значения ($p_z = 54$ кг/см²) при $G_{жс} = 1,2$ кг/час и $\alpha_1 = 3,1$ и далее не возрастает. Соответственно слабее и жесткость работы. Приведенные данные подтверждают, таким образом, высказанные ранее соображения о влиянии присадки жидкого топлива на скорость сгорания и жесткость работы двигателя. Они показывают также, что при работе на номинальной мощности возможности восстановления ее присадкой жидкого топлива ограничены, особенно при снижении теплотворности газа. Так, исходя из условия $p_z < 60$ кг/см² при $H_u \sim 1200$ ккал/м³, подача жидкого топлива не должна превышать $0,5$ кг/час, что составляет около 10—12% от расхода топлива дизелем при той же мощности. При работе на сниженной мощности и более обедненной смеси, количество присадки жидкого топлива может не ограничиваться. Это должно быть учтено при разработке органов регулирования газожидкостного двигателя.

Характеристика по углу опережения впрыска

Эта характеристика приведена на фиг. 13. Она снималась при $N_e = 25$ л. с., $n = 750$ об/мин., $G_{жс} = 0,42-0,45$ кг/час и $\alpha_2 = 1,65-1,75$. Из графика видно, что изменение φ в пределах $9 \div 30^\circ$ мало влияет на экономичность, давление же сгорания p_z и $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ с увеличением φ значительно возрастают. Температура выхлопных газов при уменьшении φ возрастает мало. Показанные на графике $t_{в.г} = 470-480^\circ\text{C}$ при $\varphi = 9 \div 13^\circ$ объясняются не столько φ , сколько заниженными значениями α_2 .

По этой характеристике был выбран оптимальный угол опережения впрыска $\varphi = 20-21^\circ$ до ВМТ, при котором $p_z \approx 54-58$ кг/см², $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = 3,5$ кг/см² град. и $t_{в.г} = 440-450^\circ\text{C}$.

Такой же угол φ рекомендуется для дизеля Ч 18/22 при работе с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$; со штифтовым же распылителем для работы на дизельном топливе рекомендуется, как указано выше, $\varphi = 23-25^\circ$ до ВМТ.

Эксплуатационные характеристики

Нагрузочная характеристика. Эта характеристика (фиг. 14) снималась при выбранных по регулировочным характеристикам коэффициентах избытка воздуха, угле опережения впрыска и присадке жидкого топлива. Теплотворность газа была равна $H_u = 1240$ ккал/м³. На графике для сравнения нанесены также показатели работы двигателя на жидком топливе (фиг. 9).

Испытания показали, что при качественном регулировании и мощности менее 7 л. с. двигатель работает неустойчиво из-за сильного обеднения смеси. В этом случае или требуется обогащать смесь и прикрывать дроссельную заслонку, или переходить на жидкое топливо.

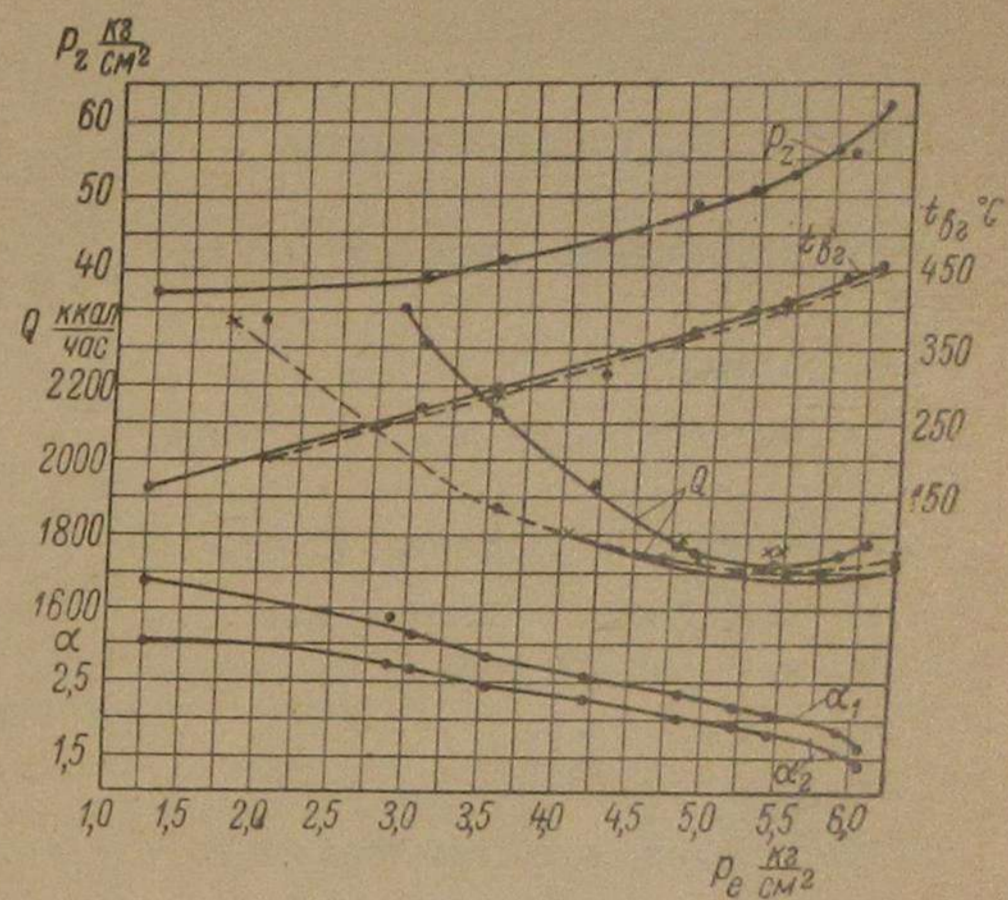
При нагрузках, начиная с 25 л. с. и выше, двигатель также работал менее устойчиво, чем на жидком топливе; наблюдалось увеличение жесткости работы и давлений сгорания. Особенно это имеет место при засорении генератора, когда для восстановления мощности приходится обогащать смесь прикрытием воздушной заслонки. Вполне устойчивая и спокойная работа двигателя соответствует нагрузке до 23—24,0 л. с.

Далее из графика видно, что наиболее экономичная работа двигателя достигается при нагрузках 22—25 л. с. Эффективный к. п. д. при этих нагрузках $\eta_e = 0,35-0,36$, что несколько ниже, чем у дизеля при той же нагрузке. Однако, при меньших нагрузках газожидкостный двигатель Ч 18/22 имеет более высокий удельный расход тепла, чем дизельный. Это наблюдается и в других газожидкостных двигателях и объясняется, очевидно, меньшей скоростью сгорания газозоудных смесей в сравнении с распыленным жидким топливом. Улучшение экономичности в газовых двигателях при недолгих нагрузках требует специального изучения.

Температура выхлопных газов и давление сгорания с увеличением нагрузки и снижением α возрастают и при $N_e = 24-25$ л. с. достигают $t_{в.г} = 420-430^\circ\text{C}$ и $p_z = 55$ кг/см², что близко к $t_{в.г}$ и p_z у дизеля.

Представляет интерес также сравнить газожидкостный двигатель с дизелем по характеру протекания рабочего процесса. Для такого сравнения были сняты три индикаторные диаграммы при номинальной мощности и оборотах: две на дизельном топливе при $\epsilon = 15,0$ и $\epsilon = 13,5$ и третья по газожидкостному циклу.

Эти диаграммы для наглядности совмещены на графике фиг. 15, где сплошные линии 1 и 2 относятся к работе на дизельном топливе, а линия 3 с точками характеризует газожидкостный процесс.



Фиг. 14. Нагрузочная характеристика двигателя Ч 18/22:

газожидкостный цикл; $H_u = 1240$ $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$; $G_{жс} = 0,42-0,45$ кг/час.; $\epsilon = 13,5$; $\varphi = 21^\circ$ до ВМТ.
— на газе; - - - на дизельном топливе.

Таблица 4

Показатели рабочего процесса	На дизельном топливе		По газожидкостному циклу $\epsilon = 13,5$
	$\epsilon = 15,0$	$\epsilon = 13,5$	
Мощность двигателя, л. с.	25,5	25,6	25,2
Число оборотов, об/мин.	750	750	750
Удельный расход тепла, ккал/л. с.-час	1730	1770—1790	1740
Коэффициент избытка воздуха . . .	2,1	2,1	2,08 (α_1) 1,81 (α_2)
Угол опережения впрыска (по мениску)	19°	23°	20—21°
Тип распылителя форсунки	8×0,3×140°	штифтовый	штифтовый
Давление открытия иглы форсунки, кг/см ²	180	180	180
Расход жидкого топлива, кг/час . . .	4,44	4,58	0,44
Давление в конце сжатия, p_c	33	30,0	30,0
Максимальное давление сгорания, $p_z \text{ max}$	59,0	52,0	53,0
Степень повышения давления	1,7	1,73	1,77
Запаздывание впрыска топлива	7°	7°	7°
Момент начала впрыска до ВМТ . . .	12°	18°	13—14°
Начало видимого горения до ВМТ . .	4°	10°	0°
Период задержки воспламенения . . .	8°	8°	13—14°
Продолжительность впрыска топлива (расчетная)	20°	19—20°	3—4°
Период от начала горения до $p_z \text{ max}$	14°	16,5°	10°
Скорость нарастания давления, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ кг/см ² град	1,9	1,55	2,3
Температура выхлопных газов	390°	410°	420°

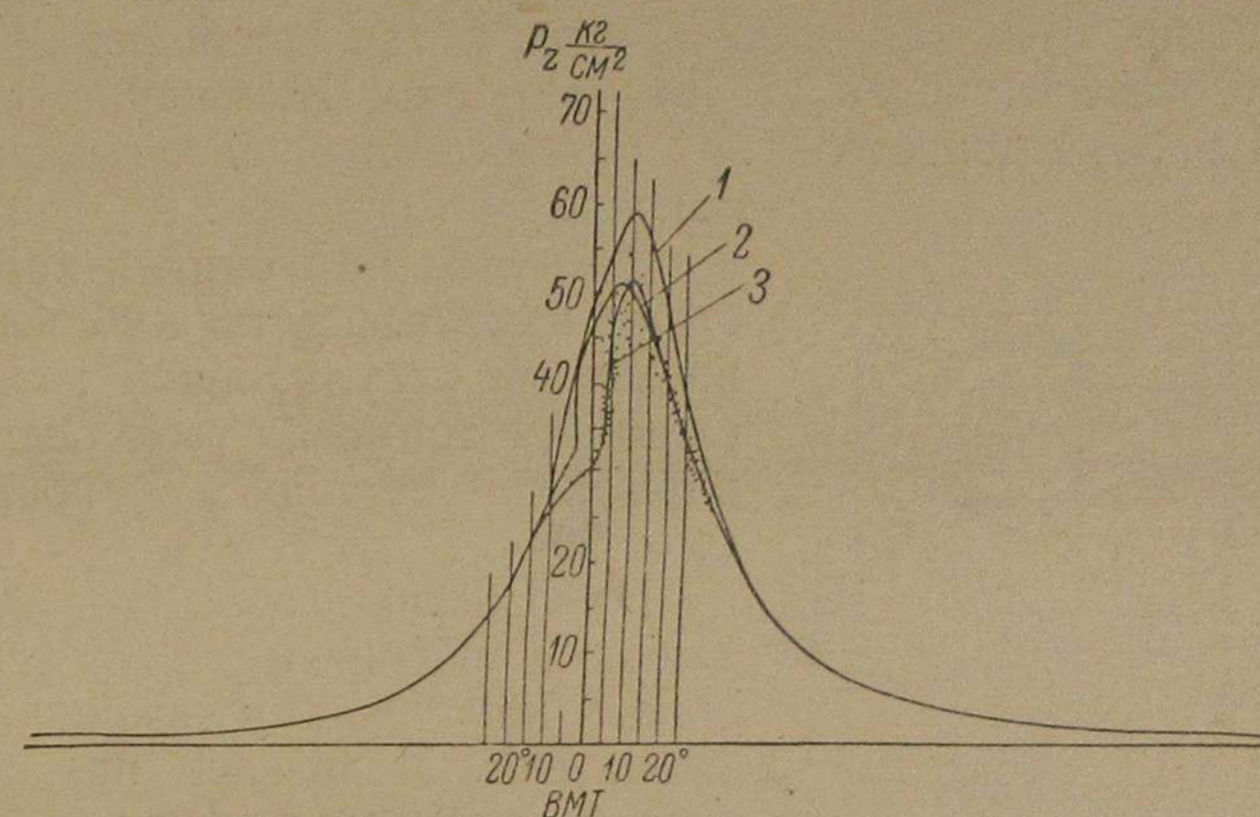
Данные о регулировках двигателя при снятии индикаторных диаграмм и основных показателях, характеризующих рабочий процесс, приведены в табл. 4.

Из приведенных в табл. 4 данных видно, что рабочий процесс газожидкостного двигателя в сравнении с дизелем характеризуется, во-первых, приблизительно в 1,5 раза большим периодом задержки воспламенения топлива. Как указано выше, это объясняется меньшим содержанием кислорода в газовой смеси.

В то же время сгорание в газожидкостном двигателе происходит за меньший угол поворота коленчатого вала. Все это приводит к большей скорости нарастания давления, чем у дизелей. С другой

стороны, высокая скорость сгорания смеси уменьшает догорание на линии расширения и ограничивает возрастание температуры выхлопных газов.

Индикаторные диаграммы показывают также большой разброс точек при сгорании газовой смеси, что указывает на неидентичность



Фиг. 15. Индикаторные диаграммы двигателя Ч 18/22 при работе на дизельном и смешанном топливе:

$N_e = 25$ л. с.; $n = 750$ об/мин.; 1 — на дизельном топливе; $\epsilon = 15,0$; форсунка с распылителем $8 \times 0,3 \times 140^\circ$; 2 — на дизельном топливе; $\epsilon = 13,5$; форсунка со штифтовым распылителем; 3 — по газожидкостному циклу; $\epsilon = 13,5$; форсунка со штифтовым распылителем; $G_{жс} = 0,44$ кг/час.

отдельных рабочих циклов. Это является общеизвестным свойством газовых двигателей вообще и работающих на генераторном газе в особенности.

Винтовая характеристика

Эта характеристика необходима для оценки показателей работы газожидкостного двигателя в судовых условиях.

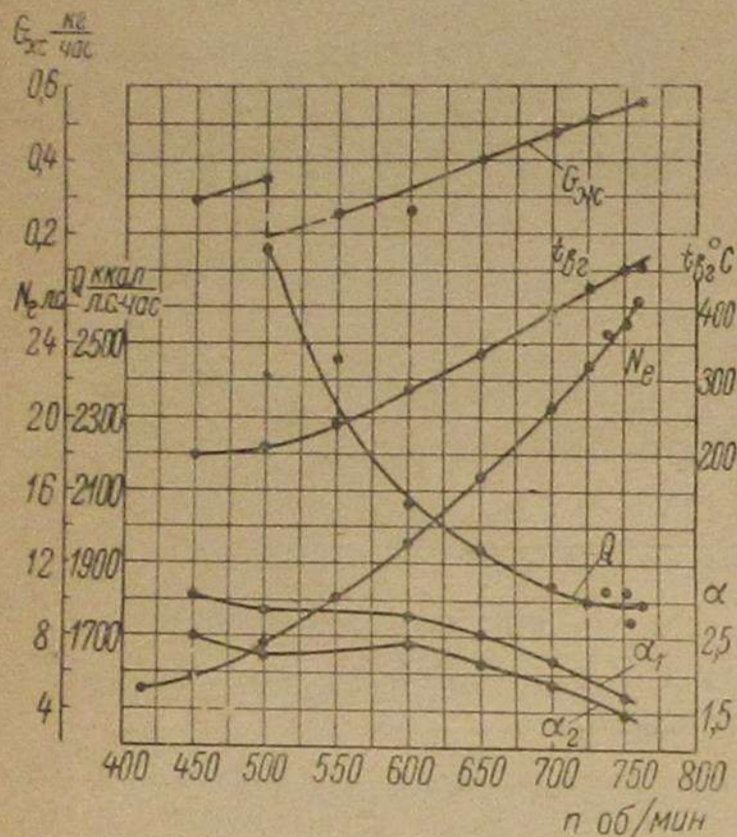
Она снималась на газе с $H_u = 1145$ ккал/м³, что несколько ниже теплотворности газа, использованного при снятии регулировочных характеристик. В связи с этим присадка жидкого топлива при $N_{e, ном}$ была увеличена до 0,56 кг/час вместо 0,45 кг/час при $H_u = 1240—1250$ ккал/м³.

После регулирования положения рейки на такую подачу (при $n = 750$ об/мин.), она была закреплена, и часовой расход топлива изменялся только в зависимости от оборотов. Расход же на цикл должен был оставаться постоянным.

В действительности это постоянство сохранялось только до $n \approx 600$ об/мин., при дальнейшем снижении оборотов расход на цикл начинал уменьшаться из-за пропусков топливоподачи, и при $n < 500$ об/мин. двигатель начинал работать с перебоями и останавливался. Поэтому для снятия характеристики при малых оборотах приходилось увеличивать подачу топлива заворачиванием упора рейки. Испытания показали, что двигатель может устойчиво

работать во всем диапазоне винтовой характеристики, если установить подачу жидкого топлива при $n = 750$ об/мин. в количестве $G_{жс} = 0,74 - 0,75$ кг/час.

Однако этого можно достигнуть и при меньшей номинальной подаче жидкого топлива, если обеспечить автоматическое увеличение подачи при $n \leq 550 - 600$ об/мин. путем связи рейки с регулятором и соответствующей его регулировки. Изменение основных показателей работы двигателя при снятии винтовой характеристики показано на фиг. 16.



Фиг. 16. Винтовая характеристика двигателя Ч 18/22:

газожидкостный цикл $H_u = 1145 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$;

$G_{жс} = 0,25 - 0,56$ кг/час.

Перед опытами двигатель доводился до номинальной мощности $N_e = 25$ л. с. при $n = 750$ об/мин. и $\varphi = 20 - 21^\circ$ соответствующим открытием газовой заслонки. Воздушная заслонка была полностью открыта, необходимая присадка жидкого топлива на номинальном режиме, как и в случае винтовой характеристики, была равна $0,55 - 0,57$ кг/час. После этого положение газовой заслонки не изменялось, разный же скоростной режим двигателя (450—800 об/мин.) достигался изменением нагрузки на тормозе.

При снятии этой характеристики также наблюдалось снижение расхода жидкого топлива на цикл при малых оборотах и неустойчивая работа двигателя из-за пропусков в подаче топлива.

В виду этого опыты с числом оборотов $n = 450 - 500$ об/мин. были сняты с дополнительной подачей топлива, обеспечивающей устойчивую работу.

Кривые, характеризующие работу двигателя на газе по внешней характеристике, приведены на фиг. 17.

Из графика видно, что номинальная мощность двигателя $N_e = 25$ л. с. при $n = 750$ об/мин. является в то же время максимальной.

Нагрузка при снятии характеристики изменялась по кубической зависимости регулировкой газовой заслонки и тормоза, угол опережения впрыска оставался постоянным ($\varphi = 20 - 21^\circ$ до ВМТ).

На графике обращает внимание высокий удельный расход тепла при малых нагрузках у газожидкостного двигателя. У дизелей при одинаковых p_e расходы топлива и температуры выхлопных газов ниже.

Внешняя характеристика

Внешняя характеристика снималась для оценки возможности форсировки газожидкостного двигателя по оборотам, а также определения запаса крутящего момента на случай преодоления перегрузок.

Поэтому дальнейшая форсировка двигателя по оборотам, при его неизменной конструкции и $H_u = 1150$ ккал/м³ нецелесообразна.

Максимальный крутящий момент двигателя $M_{кр. max} = 25$ кгм при $n = 675$ об/мин.

При $N_{e. ном}$ $M_{кр} \approx 23$ кгм.

Тогда запас момента

$$\Delta M_{кр} = \frac{25 - 23}{25} = 0,08 \approx 8\%$$

Полученные цифры показывают, что по запасу момента газожидкостный двигатель подобен карбюраторному, поскольку у обоих внешнее смесеобразование. Дизель, как известно, характеризуется малым запасом момента. Так, у дизеля Ч 18/22 при работе на жидком топливе запас крутящего момента от $N_{e. ном}$ до $M_{кр. max}$ составляет всего $\sim 0,6$ кгм. Можно поэтому ожидать, что газожидкостный двигатель будет спокойнее преодолевать кратковременные перегрузки, чем дизель, особенно при наличии у дизеля ограничителя подачи.

Наибольшая экономичность работы двигателя по внешней характеристике соответствует $n = 675$ об/мин., т. е. $M_{кр. max}$. Коэффициент избытка воздуха по оборотам изменяется очень мало, что вполне естественно при постоянном положении газовой заслонки и рейки насоса.

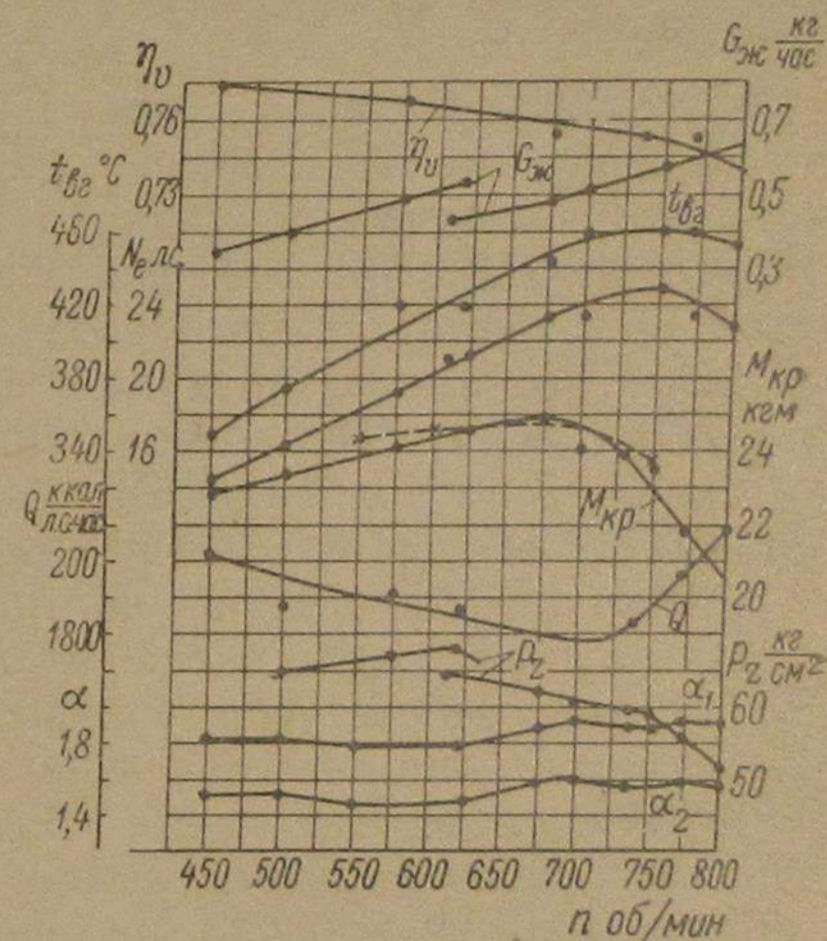
Наибольшая температура выхлопных газов ($t_{в.2} = 460^\circ \text{C}$) соответствует $n = 750$ об/мин. и максимальной мощности.

Показанные на графике давления сгорания p_z замерены по катодному осциллографу и поэтому абсолютные значения их недостаточно достоверны.

Две несовпадающие кривые p_z сняты при разных присадках жидкого топлива. Они также подтверждают, что с увеличением расхода топлива на цикл p_z возрастает.

Коэффициент наполнения двигателя изменяется от 0,78 при $n = 450$ об/мин. до 0,73 при $n = 800$ об/мин.

Номинальной мощности и $n = 750$ об/мин. соответствует $\eta_v = 0,75$; у дизеля при тех же условиях $\eta_v = 0,78 - 0,8$.



Фиг. 17. Внешняя характеристика двигателя Ч 18/22:

газожидкостный цикл; $H_u = 1145 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3}$;

$G_{жс} = 0,35 - 0,65$ кг/час; — — — — — $M_{кр}$ дизеля.

5. ВЫВОДЫ

1. Проведенные испытания показали, что перевод дизеля Ч 18/22 на газожидкостный цикл с сохранением номинальной мощности при неизменной степени сжатия, камере сгорания и типе топливной аппаратуры затрудняется высокой скоростью сгорания газозвдушной смеси и обусловленной этим жесткостью работы.

2. Скорость сгорания и жесткость работы увеличиваются с понижением α_1 газозвдушной смеси. При постоянном же α_1 они возрастают с увеличением подачи жидкого топлива и угла опережения впрыска.

На скорость сгорания влияет также конструкция распылителя форсунки: многодырчатые распылители создают много очагов воспламенения газа, что приводит к возрастанию скорости сгорания.

3. В результате испытания установлено, что номинальная мощность двигателя $N_e = 25$ л. с. на газе при допустимых p_z , $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ и $t_{g.z}$ может быть получена только при снижении степени сжатия до $\varepsilon = 13,5$, установке штифтового распылителя и впрыске минимально возможного количества жидкого топлива.

4. Устойчивая работа двигателя на полной мощности достигается при теплотворности газа $H_u = 1100—1150$ ккал/м³ и коэффициента избытка воздуха $\alpha_1 = 1,9—2,2$ (при сжатии) и $\alpha_2 = 1,7—1,8$ (при сгорании). Присадка жидкого топлива при этом должна быть не более 0,025 г/цикл (0,5—0,6 кг/час) и угол опережения впрыска $\varphi = 20—21^\circ$ до ВМТ.

5. Уменьшение степени сжатия до $\varepsilon = 13,5$ и применение форсунки со штифтовым распылителем ухудшает экономичность двигателя при работе его только на жидком топливе. Так, при работе на номинальной мощности удельный расход топлива $g_e = 180$ г/л. с.-час, что на 10—12 г/л. с.-час больше, чем у дизельного варианта двигателя. Это, однако, допустимо, так как газожидкостный двигатель на жидком топливе будет работать в редких случаях и непродолжительно.

6. Основные показатели работы газожидкостного двигателя на полной мощности при $\varepsilon = 13,5$ в сравнении с дизелем Ч 18/22:

а) Удельный расход тепла $Q = 1750—1800$ ккал/л. с.-час и $\eta_e = 0,35—0,36$ против $Q = 1700—1750$ ккал/л. с.-час и $\eta_e = 0,365—0,37$ у дизеля.

С понижением теплотворности газа и увеличением присадки жидкого топлива экономичность снижается. При недогрузках экономичность газожидкостного двигателя значительно ниже дизельного.

б) Наименьший расход жидкого топлива при $H_u = 1150$ ккал/м³ и $N_e = 25$ л. с. равен 20—22 г/л. с.-час (0,025 г/цикл) и при $H_u = 1250$ ккал/м³ 15—17 г/л. с.-час (0,018 г/цикл).

На подачах, меньших 0,015 г/цикл наблюдаются перебои и пропуски в работе форсунки.

в) Давление сгорания при работе на газе с $\varepsilon = 13,5$ достигает $p_z = 54—55$ кг/см², что несколько ниже, чем у дизеля при $\varepsilon = 14,5—15,0$.

Скорость же нарастания давления у газожидкостного двигателя $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = 3,5—4,0$ кг/см² град. против 2,4—2,8 кг/см² град. у дизеля.

г) Температура выхлопных газов при работе по газожидкостному циклу при $N_e = 25$ л. с., $t_{g.z} = 440—450^\circ$ С, что на 50—60° выше, чем у дизеля при той же нагрузке.

7. Эти показатели, однако, существенно ухудшаются при понижении теплотворности газа и засорении газогенераторной установки, когда для поддержания мощности нужно или обогащать газозвдушую смесь, или увеличивать присадку жидкого топлива.

В обоих случаях уменьшение α_1 и α_2 повышает скорость сгорания смеси, увеличивает p_z и жесткость работы и ухудшает экономичность. При этом высокие значения p_z и $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ ограничивают присадку жидкого топлива, из-за чего не всегда можно восстановить потерю мощности. Так, при работе на номинальной мощности $N = 25$ л. с. подача жидкого топлива из условий, допустимых p_z и $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, не должна превышать 0,04 г/цикл ($\sim 1,0$ кг/час).

8. В связи с изложенным целесообразно ограничить номинальную мощность газожидкостного двигателя до $N_e = 23$ л. с. в тех условиях, где теплотворность газа может быть $H_u < 1100$ ккал/м³.

Испытания показали, что при такой мощности подача жидкого топлива для ее восстановления может не ограничиваться.

9. Перевод дизеля Ч 18/22 на газожидкостный цикл не требует каких-либо существенных переделок. Для этого необходимо:

а) уменьшить степень сжатия до $\varepsilon = 13,5$;

б) изготовить и установить смеситель в виде тройника с заслонками;

в) разработать систему регулирования и соединить регулятор двигателя с газовой заслонкой и рейкой топливного насоса системой тяг;

г) установить в форсунке серийный штифтовой распылитель РШ 15×1,5, применяемый в тракторных двигателях;

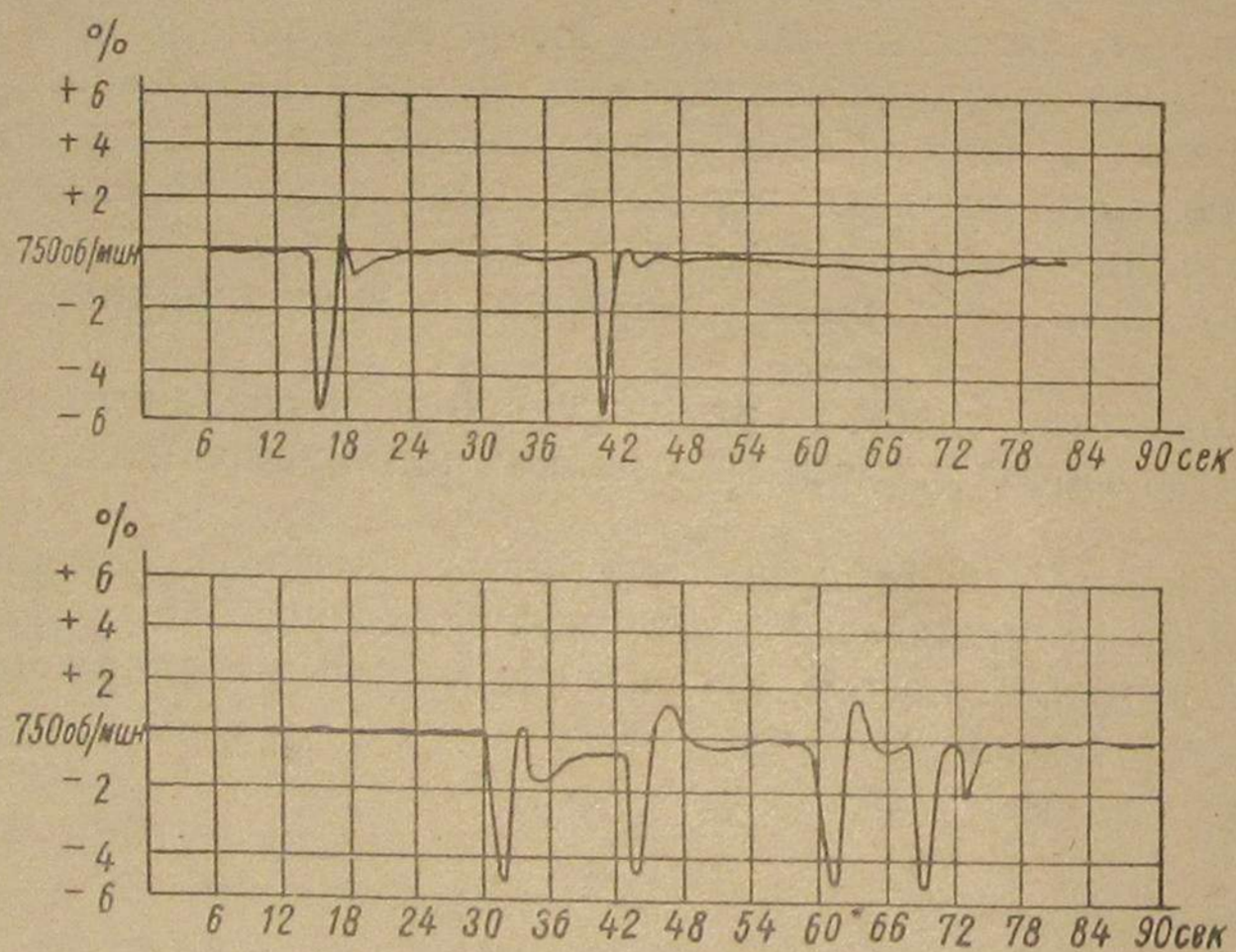
д) в топливном насосе установить второй регулируемый упор минимальной подачи топлива.

Б. А. Харитонов

ИССЛЕДОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ ОБРАТНЫХ ВСПЫШЕК В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ

В статье приводятся результаты исследования вопроса об образовании обратных вспышек в газовом двигателе и даются рекомендации по устранению этого явления.

Решение задачи наиболее эффективного использования газового топлива для двигателей внутреннего сгорания должно базироваться на исследовании особенностей рабочего процесса газовых двигателей и наилучшего использования этих особенностей.



Фиг. 1. Тахограммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках.

При работе газовых двигателей иногда имеют место ненормальности рабочего процесса, состоящие в преждевременном воспламенении рабочей смеси как в процессе сжатия, так и в некоторых случаях при наполнении цилиндров, т. е. до момента закрытия впускного клапана (в четырехтактном двигателе).

В последнем случае, в двигателях с «внешним смесеобразованием», имеющих впускной коллектор и смесительные устройства, также происходит воспламенение горючей смеси.

С указанным явлением, известным в практике под названием «обратные хлопки» или просто «хлопки», довольно часто сталкиваются в газовых двигателях, и данное обстоятельство, в большей или меньшей степени, служит препятствием для их нормальной работы.

Для иллюстрации влияния хлопков во впускном коллекторе на устойчивость числа оборотов на фиг. 1 приведены тахограммы с двигателя 4ГЧ 18/26, снятые во время хлопков. Как видно, одиночные хлопки вызывают кратковременное изменение числа оборотов двигателя, выражающееся в их падении на 4—6% на период времени до 2—3 сек. При этом незначительно снижается и мощность двигателя.

Одиночные редкие хлопки в какой-то степени являются еще допустимыми, так как двигатель при этом режима своей работы значительно не изменяет. Однако при частых сильных хлопках режим работы двигателя нарушается, что приводит к сбросу нагрузки и иногда даже к остановке. Указанное нарушение режима при хлопках будет особенно ощутимым при параллельной работе двигателей, так как при этом будет происходить выпадение электрогенераторов из синхронизации. Таким образом, изучение хлопков с целью установления их природы и устранения имеет существенный практический интерес.

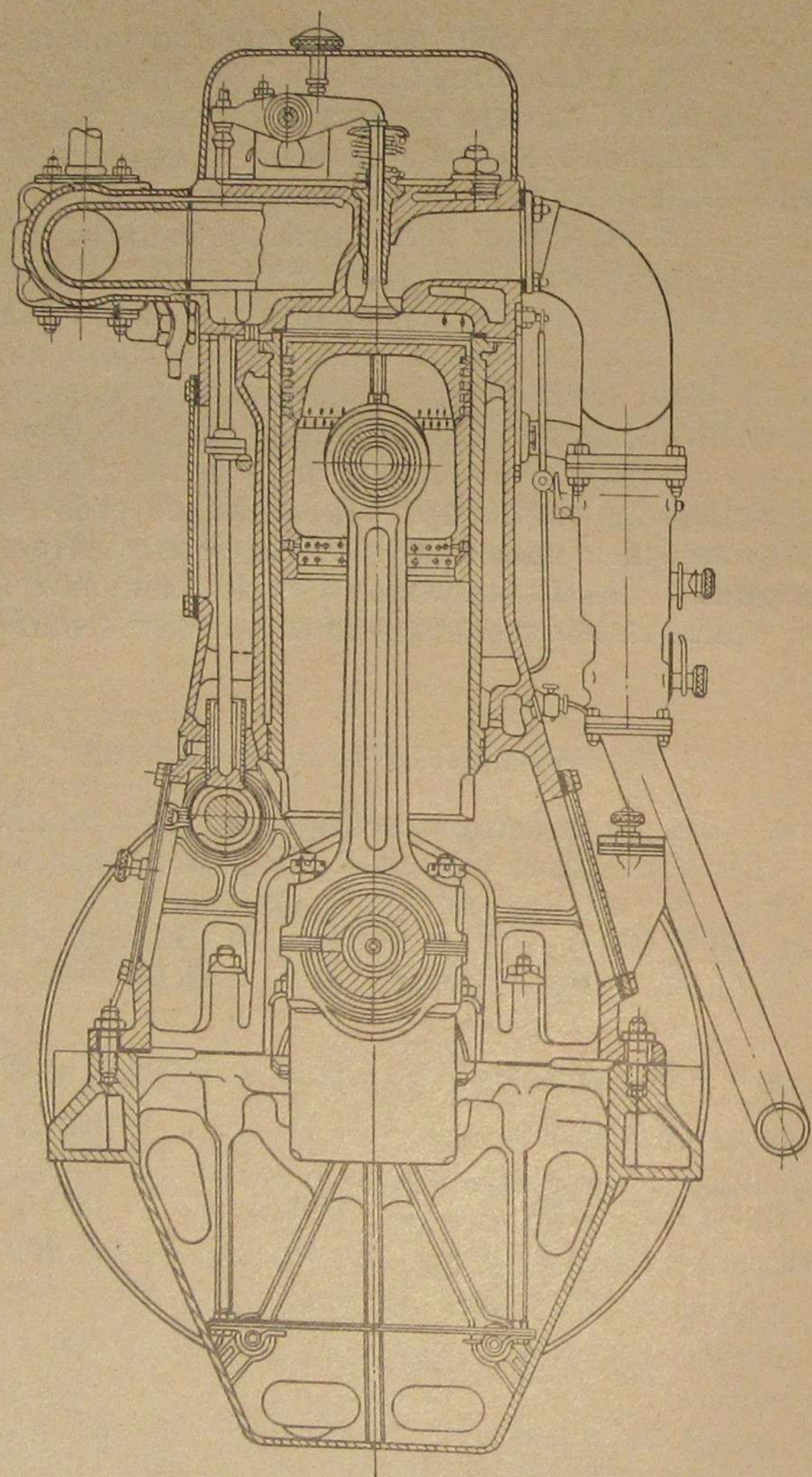
1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В качестве объекта исследования был выбран серийный двигатель марки 4ГЧ 18/26 конструкции ЦНИДИ, производства завода им. 25 Октября, в котором хлопки наблюдались довольно часто.

Двигатель 4ГЧ 18/26 — четырехтактный, четырехцилиндровый, стационарный, для генераторного газа, с искровым зажиганием (фиг. 2).

Основные технические данные двигателя 4ГЧ 18/26

1. Номинальная мощность	90 л. с.
2. Допустимая перегрузочная мощность в течение 1 часа	99 л. с.
3. Номинальное число оборотов	750 об/мин.
4. Число цилиндров	4
5. Диаметр цилиндра	180 мм
6. Ход поршня	260 мм
7. Средняя скорость поршня	6,5 м/сек
8. Среднее эффективное давление	4,1 кг/см ²
9. Давление сжатия	до 21 кг/см ²
10. Степень сжатия	8,75—9,25
11. Давление сгорания	до 45 кг/см ²
12. Литраж двигателя	26,4 л
13. Порядок работы цилиндров	1—3—4—2

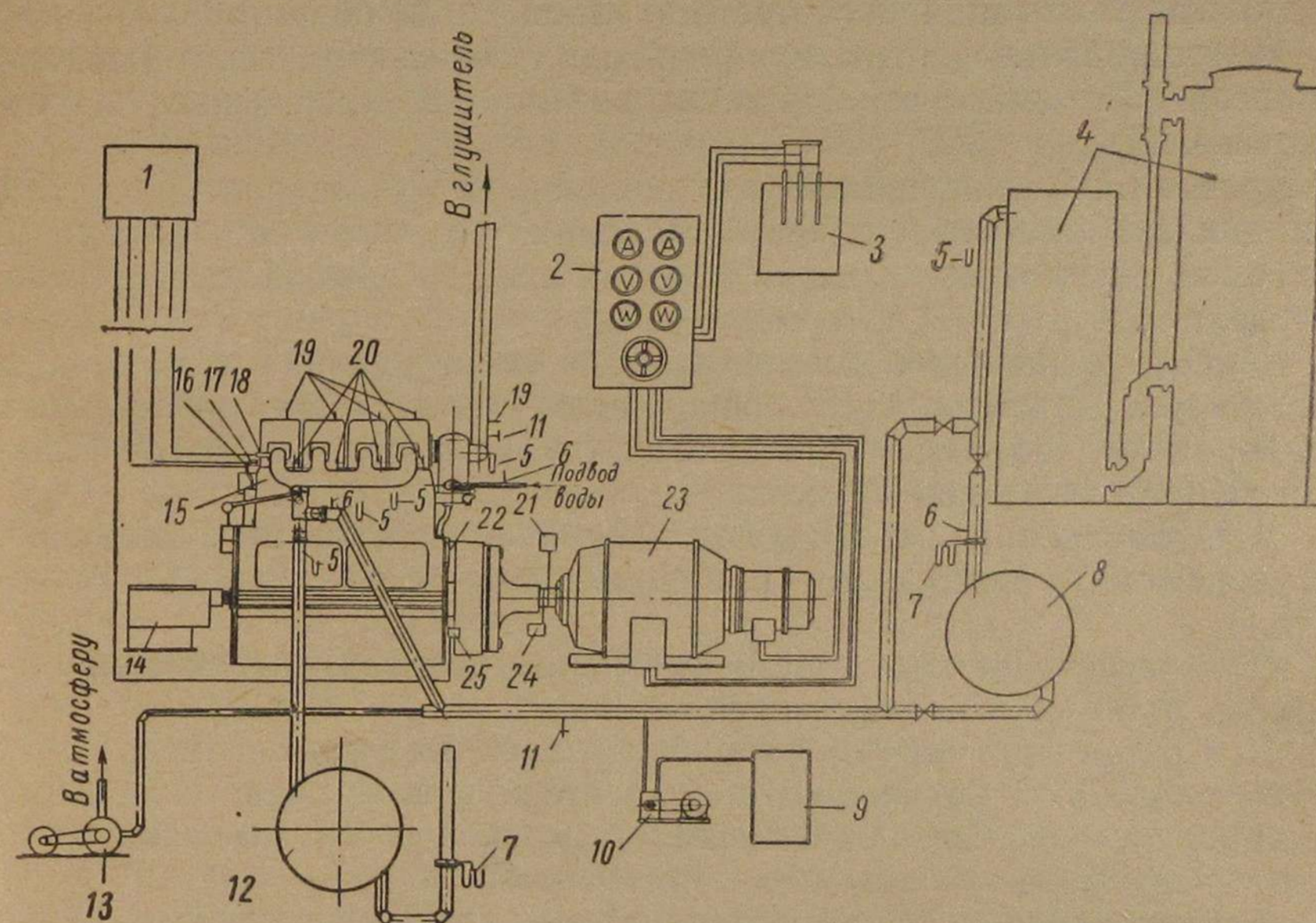


Фиг. 2. Поперечный разрез двигателя 4ГЧ 18/26.

Установкой прокладок были получены следующие степени сжатия по цилиндрам двигателя:

1 цилиндр	9,23
2 цилиндр	9,17
3 цилиндр	9,20
4 цилиндр	9,20

Установленные степени сжатия по всем цилиндрам лежат в пределах значений, допускаемых заводом-изготовителем.



Фиг. 3. Схема экспериментального стенда:

1 — шестишлейфный осциллограф; 2 — щит с шунтовым регулятором; 3 — нагрузочный водяной реостат; 4 — газогенераторная установка ЦНИДИ ОГ-16; 5 — пьезометры; 6 — термометры; 7 — дифференциальные манометры; 8 — газовый ресивер; 9 — автоматический калориметр; 10 — вакуум-насос с электромотором; 11 — места отбора проб газов; 12 — воздушный ресивер; 13 — газодувка с электромотором; 14 — пневмоэлектрический индикатор; 15 — двигатель 4ГЧ 18/26; 16 — емкостный датчик; 17 — пьезокварцевый датчик; 18 — емкостный датчик; 19 — термопары; 20 — индикаторные краны; 21 — тахометр; 22 — отметчик момента зажигания; 23 — синхронный генератор С-116-8; 24 — тахограф; 25 — отметчик ВМТ.

Питание двигателя газом производилось от газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16 двухзонного процесса, предназначенной для работы на кусковом торфе и древесных чурках.

Схема экспериментального стенда представлена на фиг. 3.

В качестве тормозного устройства двигателя служил поставляемый комплектно с ним синхронный генератор С-116-8 мощность 105 ква, который был протарирован в Л. П. И. им. Калинина.

В качестве нагрузочного сопротивления был использован водяной реостат.

Мощность синхронного генератора замерялась с помощью ваттметров класса I.

Измерение числа оборотов двигателя производилось ручным хронометрическим тахометром. Для измерения колебаний числа оборотов применялся тахограф.

Изменение момента зажигания производилось поворотом прерывателя магнето. Углы опережения зажигания определялись с помощью специально установленного приспособления, позволяющего непосредственно, путем визуального наблюдения, фиксировать электрическую искру на шкале в момент выключения одного цилиндра из системы зажигания и соответствующем числе оборотов.

Индицирование двигателя производилось электрическими пьезокварцевым и емкостным индикаторами с шестишлейфным осциллографом.

Кроме того, для измерения давлений в цилиндрах двигателя применялись пневмоэлектрический индикатор, максиметр и пиметр.

Температура охлаждающей воды на входе и выходе из двигателя определялась ртутными термометрами.

Измерение расходов газа и воздуха, поступающих в цилиндры двигателя, производилось с помощью стандартных дроссельных приборов — диафрагм, выполненных согласно правил № 169 Главного Управления мер и весов.

Для измерения перепадов давлений у дроссельных диафрагм и разрежений перед ними применялись дифференциальные манометры.

Для регистрации давлений и разрежений в газопроводах применялись ртутные и водяные пьезометры.

Замер температур, отработавших и рабочих газов производился: при выходе их из выпускного коллектора и на выходе из каждого цилиндра — хромель-алюмелевыми термопарами с гальванометром, перед смесителем — ртутным термометром.

Температура выпускного клапана измерялась с помощью хромель-копелевой термопары, вмонтированной в клапан.

Для отбора проб газов использовались стандартные аспираторы.

Для определения химического состава генераторного газа, поступающего в двигатель, и состава отработавших газов был использован газоанализатор с отдельным дожиганием над платиновым катализатором окиси углерода и водорода при температуре около 150°C и метана при температуре 450°C .

Теплотворная способность генераторного газа подсчитывалась по его составу на основании данных химического анализа. Помимо расчетного определения теплотворной способности газа применялось ее непосредственное определение с помощью автоматического калориметра.

Для характеристики окружающей среды замерялись: температура воздуха — ртутным термометром, давление воздуха — барометром-анероидом, влажность воздуха — психрометром Ассмана.

Большинство измерительных приборов, использованных при наблюдениях, тарировалось обычными методами.

Большая часть величин определялась по общеизвестным в теории двигателей внутреннего сгорания формулам.

Поэтому нет необходимости их приводить.

Своеобразный же характер определения некоторых величин будет показан особо при рассмотрении той или иной части исследуемого вопроса.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Практический материал, накопленный в ЦНИДИ по вопросу образования хлопков, и его анализ привел к выводу, что основной их причиной является состав рабочей смеси, на которой работает двигатель. Этому вопросу и было посвящено настоящее исследование.

Наблюдение за работой двигателя 4ГЧ 18/26 на генераторном газе в моменты появления хлопков и дальнейшее изучение вопроса о хлопках показали, что существенное влияние на появление последних при работе двигателя прежде всего оказывает теплотворная способность генераторного газа.

Было установлено, что в проведенных опытах, как правило, работа двигателя может сопровождаться хлопками лишь в том случае, когда теплотворная способность газа бывает выше $Q_n = 1000 \text{ ккал/нм}^3$ и с увеличением последней частота возникновения хлопков и их интенсивность возрастают. При теплотворной способности газа $Q_n < 950 \text{ ккал/нм}^3$ работа двигателя протекала без хлопков.

При работе на торфе генераторный газ имел обычно теплотворную способность $Q_n = 1050 \div 1150 \text{ ккал/нм}^3$; при этом иногда имели место лишь редкие, одиночные хлопки.

Однако, как было установлено, после операций обслуживания газогенератора (встряхивание и чистка от шлака колосниковой решетки) теплотворная способность генераторного газа возрастает до $Q_n = 1200 - 1450 \text{ ккал/нм}^3$. В течение этого периода работа двигателя сопровождается частыми интенсивными хлопками (табл. 1 и 4).

Естественно, что повышение теплотворной способности газа связано с изменением состава газа. В рассматриваемом случае возрастание теплотворной способности после операций обслуживания газогенератора связано с увеличением количества водорода в генераторном газе, что наглядно видно из табл. 1.

Изменение теплотворной способности генераторного газа и связанное с ним изменение его состава происходило довольно быстро. В течение одной минуты Q_n возрастала примерно на 100 ккал/нм^3 (табл. 1).

Обычно применяемый метод определения химического состава с помощью отбора газовых проб и последующим их анализом в газоанализаторе типа Николаева, с отдельным дожиганием CH_4 и H_2 с CO , является довольно трудоемким.

Кроме того, абсолютная погрешность в определении CH_4 методом дожигания этим газоанализатором такого же порядка, что и откло-

Таблица 1

Изменение теплотворной способности генераторного газа при очистке колосниковой решетки от шлака

Время		Количество конденсата при сгорании $q = 60$ л газа (г)	Низшая теплотворная способность газа (ккал/м ³)	Операция по обслуживанию газогенератора
часы	мин. и сек.			
$N_e = 100 - 110$ л. с.; $n = 750$ об/мин.; $\alpha = 1,1 \div 1,2$				
14	53'	7,0	1070	Чистка колосниковой решетки
15	0'0"	—	1140	
15	0'30"	—	1155	
15	1'	—	1155	
15	2'	—	1395	
15	2'30"	10,0	1490	
15	3'	—	1490	
15	3'30"	—	1430*	
15	4'	—	1385	
15	4'15"	—	1335*	
15	5'	—	1290*	
15	5'30"	—	1260*	

* Работа проводилась с парообразователем (хлопки).

нения крайних значений содержания метана в генераторном газе от его среднего значения.

Но даже использование для химического анализа более точного газоанализатора типа ВТИ едва ли увеличило бы точность в определении метана в определенный короткий промежуток времени, так как трудно отобрать пробу газа в нужный момент.

К тому же эта проба была бы какой-то средней по своему составу за момент отбора (~ 1 мин.).

Так как в нашем распоряжении не было соответствующих автоматических газоанализаторов, то перед нами встала задача: найти хотя и приближенный, но наиболее простой и быстрый способ определения состава генераторного газа по данным калориметрирования.

Для этой цели были разработаны два приближенных метода определения химического состава генераторного газа:

1) по количеству конденсата, полученного от сжигания генераторного газа при калориметрировании;

2) по теплотворной способности генераторного газа, определенной также путем калориметрирования.

В основу как первого, так и второго метода положено предположение о том, что содержание метана в генераторном газе всегда постоянно.

Рассмотрение полученных в наших исследованиях составов генераторного газа в количестве более 70 позволяет сделать заключение, что содержание метана находится в довольно узких пределах — от 0,8 до 1,5% по объему. Лишь довольно редко оно незначительно выходит за эти пределы, хотя эти анализы и были проведены на различных режимах газогенератора по форсировке и на торфе с большими пределами по влажности и зольности ($W^p = 35-55\%$, $A^c = 5-20\%$).

Для дальнейших расчетов было принято постоянное содержание метана в генераторном газе, равное среднему арифметическому значению ($CH_4 = 1,25\%$) из 42 анализов генераторного газа, полученных при различных форсировках газогенератора, и на торфе с влажностью и зольностью в указанных пределах.

Приняв такое допущение, получим расчетную формулу для определения содержания H_2 в генераторном газе по количеству отбираемого из калориметра конденсата.

$$H_2 = 2,08 (W_2 - 1,2)$$

(в процентах по объему влажного генераторного газа при условиях опыта).

Известный закон Вельтера устанавливает зависимость между теплотворной способностью жидких топлив и теоретически необходимым количеством воздуха для их сгорания

$$\left(\frac{Q \text{ ккал/кг}}{L_0} = 690 \text{ или } \frac{Q \text{ ккал/м}^3}{L_0} = 890 \right).$$

На основании анализа имеющихся численных значений теплотворной способности генераторного газа и теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 м³ генераторного газа, подсчитанного по его химическому составу, было установлено, что отношение $\frac{Q_H}{L_0}$ можно также считать постоянной величиной.

$$\text{Для генераторного газа } \frac{Q_H [\text{ккал/м}^3]}{L_0 [\text{м}^3/\text{м}^3]} \approx 1160.$$

Отклонение от этой величины очень незначительно и составляет $\pm 1\%$ и лишь в довольно редких случаях оно несколько больше.

Приняв $CH_4 = 1,25$ и $\frac{Q_H}{L_0} = 1160$ для генераторного газа из торфа за постоянные величины, что можно сделать на основании вышеприведенных соображений, получим вторую приближенную формулу для определения содержания водорода в генераторном газе из торфа по известной теплотворной способности:

$$H_2 = (0,022 Q_H - 9,5) \text{ (в процентах по объему сухого генераторного газа).}$$

Проверка полученных приближенных формул для определения состава генераторного газа из торфа по известной теплотворной способности или количеству конденсата при сжигании газа в калориметре показала, что эти формулы дают результаты, близкие к тем, которые были получены при полном химическом анализе с помощью газоанализатора.

Для наших целей оба метода являлись вполне удовлетворительными и дали возможность быстро оценить количественно и с достаточной для нас точностью изменения химического состава генераторного газа при изучении явлений хлопков в те периоды работы двигателя, когда довольно трудно и менее надежно пользоваться полным химическим анализом с предварительным отбором газовых проб.

Как следует из табл. 1, увеличение конденсата от 7 до 10 г соответствует увеличению содержания водорода в генераторном газе примерно на 6%.

При этом необходимо учесть, что конденсат отбирался в течение 4,5—5 мин., поэтому данное увеличение является средним за указанный период, т. е. увеличение содержания водорода является средним по времени (за период отбора конденсата). В отдельные же моменты увеличение содержания водорода в генераторном газе может быть значительно большим, чем указанное выше.

Тем самым было выяснено, что явление хлопков является следствием повышенного содержания водорода в генераторном газе.

Для подтверждения влияния количества водорода в генераторном газе на протекания рабочего процесса в цилиндре двигателя и установления возможных границ по его содержанию, при которых возникает явление хлопков, необходимо было найти средство для изменения содержания водорода в газе в более широком диапазоне.

Как уже указывалось, экспериментальный двигатель работал на генераторном газе, получаемом из торфа в газогенераторе ЦНИДИ ОГ-16.

Газогенератор ОГ-16 — двухзонный, так как работает по схеме, сочетающей обращенный и прямой процессы газификации.

Зона прямого процесса расположена между колосниковой решеткой и газоотборным конусом.

В эту зону газификации из под колосниковой решетки поступает паровоздушная смесь.

Воздух подается через глазки в нижней дверце, а пар — по трубе из парообразователя.

В зависимости от количества пара, поступающего из парообразователя в зону прямого процесса, будет меняться количество водорода в генераторном газе. Но ввиду того, что устройство для регулирования количества подводимого пара в зону прямого процесса в первоначальной конструкции данного газогенератора не предусмотрено, нами был полностью отключен подвод пара.

Двигатель и газогенератор без подвода пара в зону прямого процесса проработали около 20 час. При этом режим двигателя по мощности в большинстве был близок к номинальному при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,9 \div 1,2$.

В этих условиях двигатель работал очень устойчиво, мягко, и в течение всех испытаний не было ни одного хлопка.

Периодически отбираемые пробы генераторного газа и их последующий химический анализ показали, что содержание водорода

в генераторном газе было в среднем $12 \div 13\%$ и не поднималось выше 15%.

В табл. 2 приводим состав генераторного газа в этих опытах, определенный методом полного газового анализа.

Таблица 2

Химический состав генераторного газа
(работа газогенератора без парообразователя)

Состав генераторного газа в процентах по объему							Q_H ккал/м ³
CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
4,6	0,0	0,0	25,0	9,1	2,5	59	1118
6,0	0,0	0,4	22,5	12,0	1,3	57,8	1100
5,0	0,0	0,2	23,0	12,5	1,5	57,6	1146
6,4	0,0	0,0	24,0	15,0	1,3	53,3	1100
6,4	0,0	0,0	20,0	11,5	1,8	60,3	1055
5,4	0,0	0,0	24,0	11,0	1,3	58,3	1110
7,4	0,0	0,0	23,0	15,0	1,7	52,9	1147
7,6	0,0	0,0	23,0	13,0	1,7	54,7	1094
8,0	0,0	0,4	22,0	13,0	1,7	54,9	1091
7,8	0,0	0,0	22,5	13,0	1,7	55,0	1161

Примечание. Работа проводилась без парообразователя (хлопков нет).

Для того, чтобы вызвать повышенное содержание водорода в газе, было проделано следующее мероприятие.

Как известно, для обеспечения нормального процесса газификации топлива повышенной влажности (свыше 25%), выделяющиеся в процессе подготовки топлива избыточные водяные пары отводятся в вытяжную трубу.

Количество отводимых водяных паров регулируется, в зависимости от влажности газифицируемого топлива, с помощью дроссельной заслонки, смонтированной в вытяжной трубе.

При проведении опыта двигатель отработал в течение 2—3-х час. при $N_e = 90—100$ л. с. и $\alpha = 1,1 \div 1,2$. Ненормальностей в его работе не наблюдалось. Затем на 1—2 мин. почти полностью закрывали дроссельную заслонку, спустя 0,5—1,5 мин. двигатель увеличивал обороты и мощность, начинал стучать, а затем появлялись сильные непрерывные хлопки, приводящие двигатель даже к остановке. Закрытием дроссельной заслонки мы заставляли эти излишние пары воды проходить через зону газификации, тем самым увеличивая содержание водорода в генераторном газе, что и подтверждается произведенным химическим анализом генераторного газа до и после прикрытия заслонки в вытяжной трубе (табл. 3).

Химический состав генераторного газа

Состав генераторного газа в процентах по объему							Q_n ккал/нм ³	Примечание
CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂		
9,0	0,0	0,2	19,0	15,0	1,6	55,2	1098	До прикрытия вытяжной трубы (хлопков нет)
10,2	0,0	0,4	19,7	22,0	1,6	46,1	1299	После прикрытия вытяжной трубы (непрерывные хлопки)

Следует отметить, что изменение состава генераторного газа и его теплотворной способности происходило, в основном, только за счет водорода.

Это является лишним подтверждением того, что повышенное содержание водорода в генераторном газе является основной причиной возникновения хлопков. В процессе дальнейшего исследования хлопков, в случае необходимости, мы могли вызвать это явление повышением содержания водорода в генераторном газе. Это достигалось путем прекращения отвода излишних водяных паров из зоны подготовки топлива в вытяжную трубу, вследствие чего большее количество водяных паров поступало в зону газификации.

В результате проведенных исследований установлено, что в том случае, если в генераторном газе содержание водорода не превышает 16%, двигатель на всех режимах работает устойчиво и хлопков не происходит.

Как только содержание водорода в газе становится более 16%, в двигателе начинают появляться стуки, а часто и хлопки.

И чем богаче водородом газ, тем чаще возникают и становятся интенсивнее указанные ненормальности рабочего процесса.

Однако было установлено, что при работе двигателя на генераторном газе, богатом водородом, хлопки возникают не всегда.

Так, имели место случаи, когда в генераторном газе содержание водорода хотя и было 17—18% и даже более, но наблюдалась нормальная работа двигателя и хлопков не было. Но стоит только в этих условиях изменить соотношение воздуха и газа, сделав это отношение близким к единице, как тут же нарушается нормальная работа двигателя и появляются хлопки.

Экспериментально удалось установить зависимость явления хлопков во впускном коллекторе двигателя от коэффициента избытка воздуха (α).

Данные этих испытаний представлены в табл. 4.

Как видно из этой таблицы, для двигателя, работающего при нагрузке $N_e = 95 \div 108$ л. с. и $n = 755$ об/мин. при низшей теплотворной способности газа, в течение всего опыта равной $Q_n = 1070—1200$ ккал/нм³, устанавливались различные коэффициенты избытка воздуха от $\alpha = 0,7$ до $\alpha = 1,55$.

Влияние коэффициента избытка воздуха на работу двигателя 4ГЧ 18/26

Мощность в л. с.	Число оборотов в мин.	Коэффициент избытка воздуха	Низшая теплотворная способность газа в ккал/нм ³	Операция по обслуживанию газогенератора	Наличие хлопков
102	755	1,11	1070	—	есть (единичные)
108	755	1,12	1095+60 *	Встряхивание колосниковой решетки	есть (единичные)
108	755	1,09	1110	—	есть (единичные)
95	755	1,35	1100	—	нет
95	755	0,70	1070+130 *	Встряхивание колосниковой решетки	нет
95	755	1,55	1115+15 *	То же	нет

* Второе слагаемое представляет величину, на которую увеличивалась теплотворная способность генераторного газа при указанной операции обслуживания.

Следует отметить, что выбранный для данного опыта режим был режимом наибольшей возможности возникновения хлопков, как по мощности, так и по теплотворной способности генераторного газа ($Q_n > 1000$ ккал/нм³.)

Дополнительно, для увеличения возможности возникновения хлопков, на каждом режиме работы двигателя по α производилось встряхивание колосниковой решетки. Как уже упоминалось выше, эта операция зачастую влечет за собой возникновение хлопков.

В результате этого было установлено, что работа двигателя при $\alpha = 1,09$; $\alpha = 1,11$ и $\alpha = 1,12$, сопровождается единичными хлопками, при $\alpha = 1,35$, $\alpha = 1,55$ и $\alpha = 0,7$ хлопков нет даже после встряхивания колосниковой решетки.

Вторично проведенный подобный эксперимент, а также анализ данных целого ряда испытаний подтверждает вышеуказанное влияние коэффициента избытка воздуха на процесс возникновения хлопков во впускном коллекторе двигателя.

В дальнейшем, после установления этой зависимости, возникшие при работе двигателя хлопки удавалось устранять путем изменения коэффициента избытка воздуха в сторону его увеличения.

Можно устранить явление хлопков также и путем уменьшения α , но этот способ является нецелесообразным ввиду естественного недожога горючего газа в цилиндре двигателя при $\alpha < 1$, а следовательно, и резкого снижения экономичности двигателя.

На основании вышеизложенного следует, что работа двигателя 4ГЧ 18/26 при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 0,95—1,1$ сопровождается частыми хлопками; при $\alpha = 0,8—0,9$ и $\alpha = 1,1 \div 1,2$ хлопки возникают редко, при $\alpha < 0,8$ и $\alpha > 1,25$

хлопки не возникают, несмотря на то, что генераторный газ имеет повышенное содержание водорода ($H_2 > 16\%$).

Следовательно, наиболее желательным в этом отношении является работа двигателя при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1,25$.

Как упоминалось, после операции чистки и встряхивания колосниковой решетки зачастую возникают хлопки, что также объясняется изменением α в сторону, благоприятную для возникновения хлопков.

Обычно после встряхивания колосниковой решетки происходит увеличение теплотворной способности газа, достигающее до 150 ккал/нм^3 , а при чистке колосниковой решетки иногда и до 400 ккал/нм^3 .

Увеличение теплотворной способности происходит по причине роста содержания водорода в генераторном газе. При встряхивании колосниковой решетки происходит дополнительной подвод паров воды из-под колосниковой решетки вследствие дополнительного испарения воды в гидравлическом затворе за счет тепла провалившихся раскаленных кусков золы, шлака и несгоревшего топлива в момент встряхивания.

Увеличение теплотворной способности генераторного газа на 100 ккал/нм^3 уменьшает коэффициент избытка воздуха, при постоянных положениях открытия газовой и воздушной заслонок, примерно на 0,15 по абсолютной величине.

Кроме того, при встряхивании колосниковой решетки происходит подпор газа и изменение сопротивления слоя, что приводит к перераспределению расхода воздуха и газа, поступающих в цилиндры двигателя.

В результате суммарного действия вышеуказанных факторов (повышение теплотворной способности и динамический подпор) коэффициент избытка воздуха в отдельных случаях изменяется с $\alpha = 1,6$ до $\alpha = 1,1$. Поэтому для двигателя, работающего при $\alpha = 1,2 \div 1,4$ после встряхивания или чистки колосниковой решетки α падает до 0,9. В этом случае при установлении $\alpha = 0,95 \div 1,1$ и возникают интенсивные хлопки во впускном коллекторе двигателя.

Проведенные исследования двигателя 4ГЧ 18/26 на сланцевом газе [4] также подтверждают влияние коэффициента избытка воздуха на возникновение хлопков. При снятии регулировочных характеристик по составу рабочей смеси для исследуемого двигателя на сланцевом газе было установлено, что вскоре после перехода на режимы по α в диапазоне от $\alpha = 0,8$ до $\alpha = 1,35$ в двигателе начинают появляться стуки и детонации, а спустя 2—3 мин. появляются хлопки. Это подтвердилось и в ходе всех дальнейших испытаний.

При этом сланцевый газ имел следующий средний состав: $CO_2 = 16,5\%$; $C_nH_m = 5,3\%$; $O_2 = 0,7\%$; $CO = 9,9\%$; $H_2 = 26\%$; $CH_4 = 16,8\%$; $N_2 = 24,8\%$; $Q_H = 3490 \text{ ккал/нм}^3$.

Более высокое содержание водорода (26%) в сланцевом газе по сравнению с генераторным газом из торфа ($16 \div 17\%$) вызвало

необходимость повышенных коэффициентов избытка воздуха ($\alpha > 1,35$) для сохранения нормальной работы двигателя на сланцевом газе.

Работа двигателя 4ГЧ 18/26 на сланцевом газе при $N_e = 100 - 120 \text{ л. с.}$; $n = 720 - 750 \text{ об/мин.}$; $\theta = 32 - 38^\circ$ и $\alpha > 1,4$ в процессе испытаний никогда хлопками не сопровождалась.

Отсюда следует, что чем больше содержание водорода в газе, тем с большим коэффициентом избытка воздуха необходимо работать. Только при соблюдении этого условия можно избежать ненормального протекания рабочего процесса и его последствий — хлопков.

Таким образом, установлено, что одним из факторов, который способствует возникновению хлопков во впускном коллекторе, является состав горючей смеси, а именно:

- а) содержание водорода в генераторном газе;
- б) коэффициент избытка воздуха.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ВОДОРОДА В ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ И КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА ПРОТЕКАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ ПО ИНДИКАТОРНЫМ ДИАГРАММАМ

Общие соображения

После того, как было установлено, что явление хлопков во впускном коллекторе связано с повышенным содержанием водорода в газе и коэффициентом избытка воздуха горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, встала задача — исследовать влияние упомянутых факторов на рабочий процесс двигателя, и тем самым полнее изучить хлопки, установить природу этого явления.

Для решения этой задачи было проведено осциллографирование двигателя.

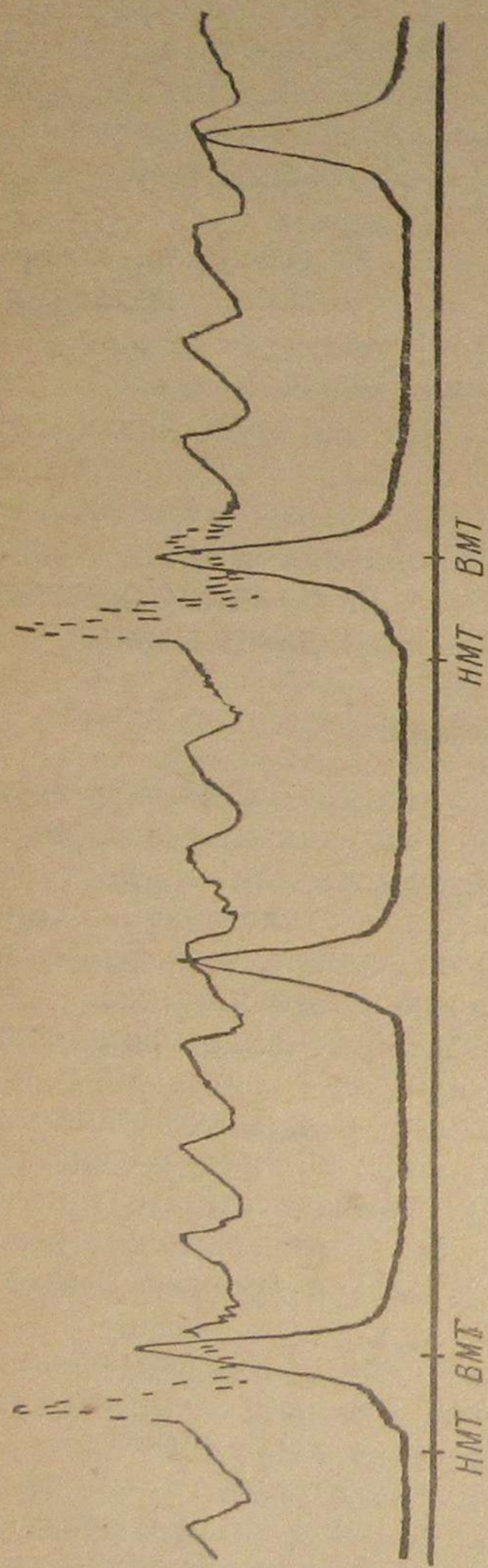
Пьезокварцевый датчик, установленный в крышке цилиндра, давал возможность фиксировать давления в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала. Емкостный датчик, установленный во впускном коллекторе, показывал колебания давлений в нем.

Одновременно записывались: отметка ВМТ и времени и момент подачи искры.

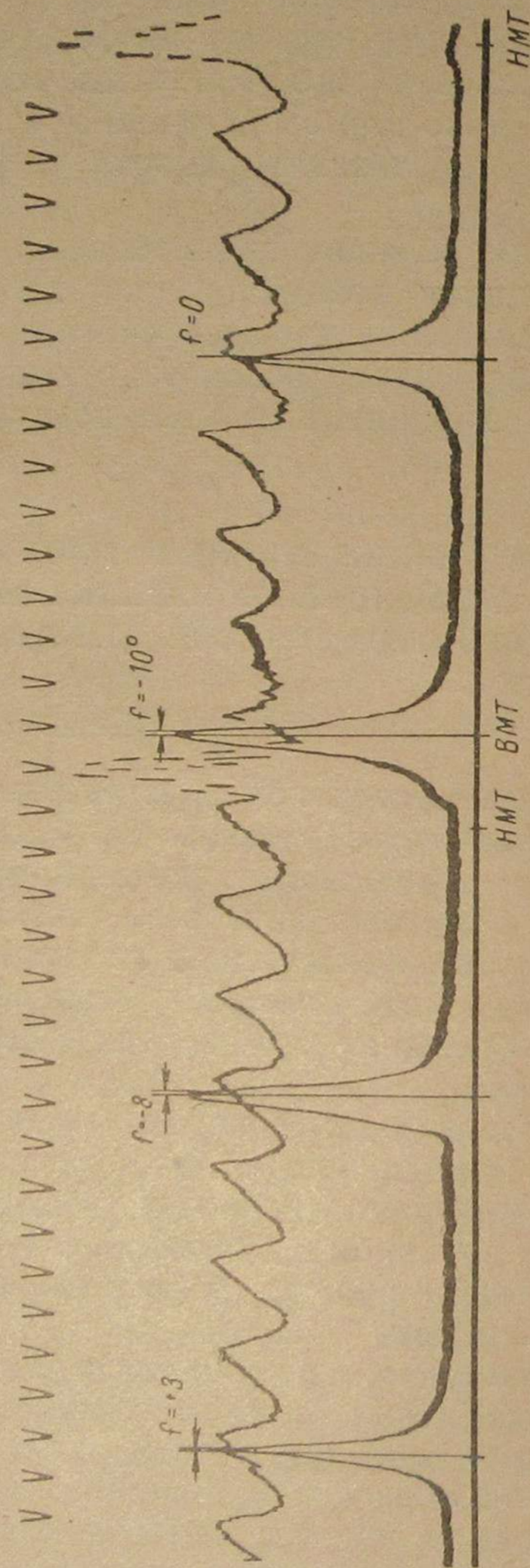
Кроме того, с помощью специально для этой цели изготовленного приспособления была измерена температура в центре тарелки впускного клапана на расстоянии 2 мм от ее поверхности.

Вначале задача усложнялась тем, что было очень трудно сфотографировать процесс в момент хлопков, так как хлопки в двигателе появлялись от случая к случаю, т. е. их образование было неуправляемым.

В дальнейшем, когда было найдено указанное выше средство, с помощью которого можно было вызвать почти непрерывные хлопки в течение длительного периода (1—2 мин.), нами были получены несколько фотографий осциллограмм в момент хлопков.



Фиг. 4. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик во 2 цилиндре).



Фиг. 5. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик во 2 цилиндре).

Ниже мы приводим анализ этих материалов. Осциллографирование проводилось три раза. В течение этого времени было сфотографировано 270 рабочих циклов, при этом было зафиксировано 79 хлопков.

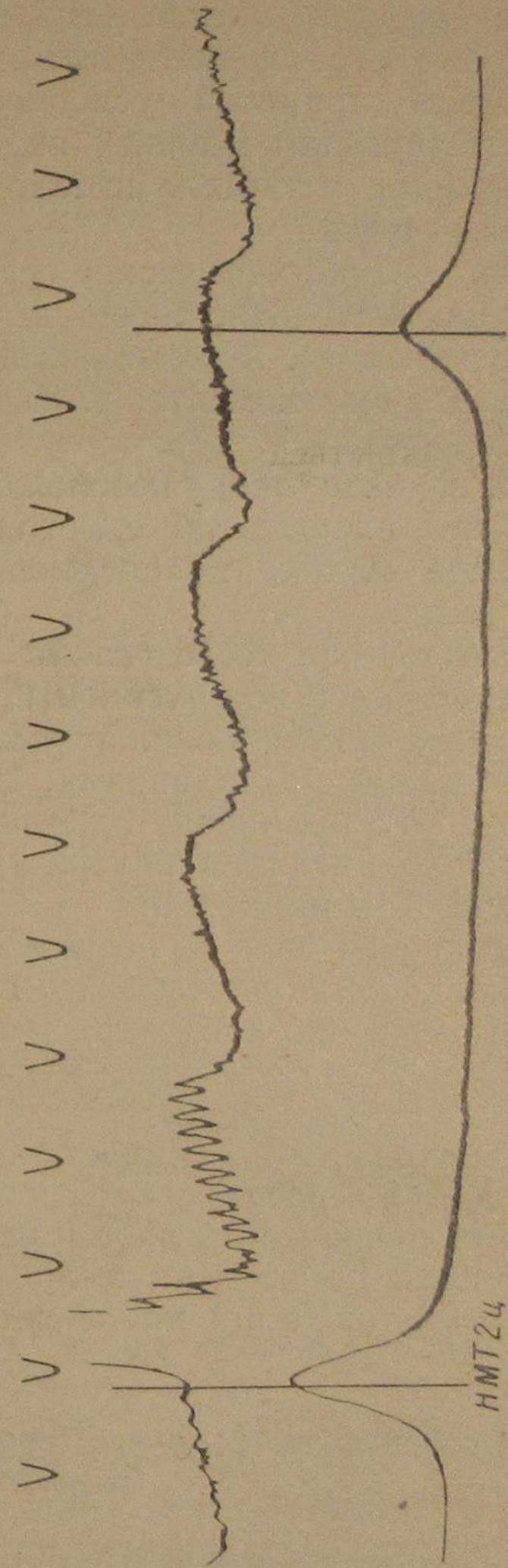
Из приведенных на фиг. 4, 5, 6 осциллограмм следует, что обратный хлопок представляет собой быстрое сгорание или взрыв газа во впускном коллекторе, сопровождающийся звуковым эффектом. Это сгорание, естественно, сопровождается резким нарастанием давления во впускном коллекторе на период времени, примерно равный 0,01 — 0,02 сек. Величина этого давления, а отсюда и интенсивность хлопка зависит от того, какая часть заряда цилиндра успевает сгореть до закрытия впускного клапана, а в конечном счете от момента воспламенения смеси и ее скорости сгорания.

Конец горения смеси во впускном коллекторе обуславливается закрытием дроссельной заслонки под воздействием повышенного давления в коллекторе, что приводит к прекращению поступления свежей смеси в последний.

В результате обработки индикаторных диаграмм установлено, что воспламенение смеси во впускном коллекторе (если условно считать за начало воспламенения момент видимого резкого нарастания давления в коллекторе) во всех случаях происходит в период такта впуска того или иного цилиндра, т. е. до закрытия впускного клапана.

Ранее чем за 55° до НМТ ни одного воспламенения не происходило. Имели место два случая (из 79) воспламенения смеси во впускном коллекторе в начале сжатия ($5-10^\circ$ после закрытия впускного клапана). Однако мы считаем, что и в этом случае причиной воспламенения смеси во впускном коллекторе мог быть только цилиндр, у которого началось сжатие.

Так как в подавляющем большинстве случаев хлопок происходит в тот момент, когда впускной клапан последующего (по порядку работы цилиндров) цилиндра наверняка закрыт, т. е. от начала



Фиг. 6. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик в 4 цилиндре).

впуска до момента воспламенения смеси в коллекторе проходит период примерно в $120\text{--}170^\circ$ по углу поворота коленчатого вала, то нет оснований предполагать, что в данном случае воспламенение произошло от цилиндра, в котором только что начался впуск свежей смеси, хотя иногда возможен и такой случай.

Кроме того, следует учесть, что указанный момент воспламенения, благодаря принятой условности считать момент воспламенения соответствующим моменту видимого резкого нарастания давления, не является истинным началом физико-химических процессов подготовки смеси.

Эти физико-химические процессы подготовки смеси к воспламенению безусловно начинаются гораздо раньше (период задержки воспламенения). А возможно и горение (хотя очень вялое) началось до указанного момента, т. е. тогда, когда еще впускной клапан не успел закрыться.

И, наконец, ввиду небольшого размера диаграмм, могла оказаться ошибка в определении самого момента воспламенения по диаграмме, а также ошибка в определении фаз газораспределения на самом двигателе.

В процессе исследования установлено, что источником воспламенения смеси во впускном коллекторе может быть любой цилиндр. Так, на одной из осциллограмм, где было заснято 67 последовательных циклов с 27 хлопками, 22 хлопка начинались на линии всасывания 4-го цилиндра, 1 хлопок — на линии впуска 2-го цилиндра; 3 хлопка на линии впуска 1-го цилиндра и 1 хлопок — на линии впуска 3-го цилиндра.

В ранее снятых осциллограммах источником воспламенения в большинстве случаев был 2-й цилиндр.

Совершенно очевидно, что условия, в которых находится рабочая смесь, даже в одном и том же цилиндре, да и сама смесь, непостоянны по времени.

Поэтому, в зависимости от условий воспламенения смеси в цилиндре и свойств самой смеси, преждевременное воспламенение может происходить либо в одном, либо в другом цилиндре. Закономерности по времени (если условно взять за единицу времени — 1 цикл) также нет по тем же причинам.

Особенности рабочего процесса при повышенном содержании водорода в силовом газе

Индикаторные диаграммы, полученные при интенсивных и частых хлопках, при содержании водорода в генераторном газе 18 — 22% позволяют произвести некоторый анализ протекания рабочего процесса при этих условиях и сравнить его с нормальным процессом.

Характерно, что максимальные давления сгорания (P_z) для циклов, предшествующих циклу с хлопком, значительно повышаются.

Если нормальные давления цикла для исследуемого двигателя при нагрузках 90—110 л. с. не превосходят 40 кг/см^2 , то перед хлопками они возрастают до $P_z = 50 \text{ кг/см}^2$ и даже выше, при тех же, примерно, нагрузках.

Средние скорости нарастания давления $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}\right)$ для нормальных циклов меньше 1.

Для циклов перед хлопком скорость нарастания давления возрастает до 5 и более (фиг. 8).

Характерно также положение максимального давления цикла по отношению к ВМТ.

(φ — в градусах по углу поворота коленчатого вала).

Если для нормального процесса угол $\varphi = 5\text{--}15^\circ$ после ВМТ, то при горении смеси с повышенным содержанием водорода перед хлопком, максимальное давление цикла все ближе подходит к ВМТ и даже достигает своего максимального значения до прихода поршня в ВМТ (фиг. 5, 7 и 8).

Этим и обуславливаются жесткость работы и стуки, появляющиеся при работе двигателя.

Из индикаторных диаграмм, представленных на фиг. 4, 5 и 7, видно, что именно тот цилиндр, диаграмма которого снята (на фиг. 4, 5 — 2-й цилиндр, на фиг. 7 — 4-й цилиндр) явился источником хлопка.

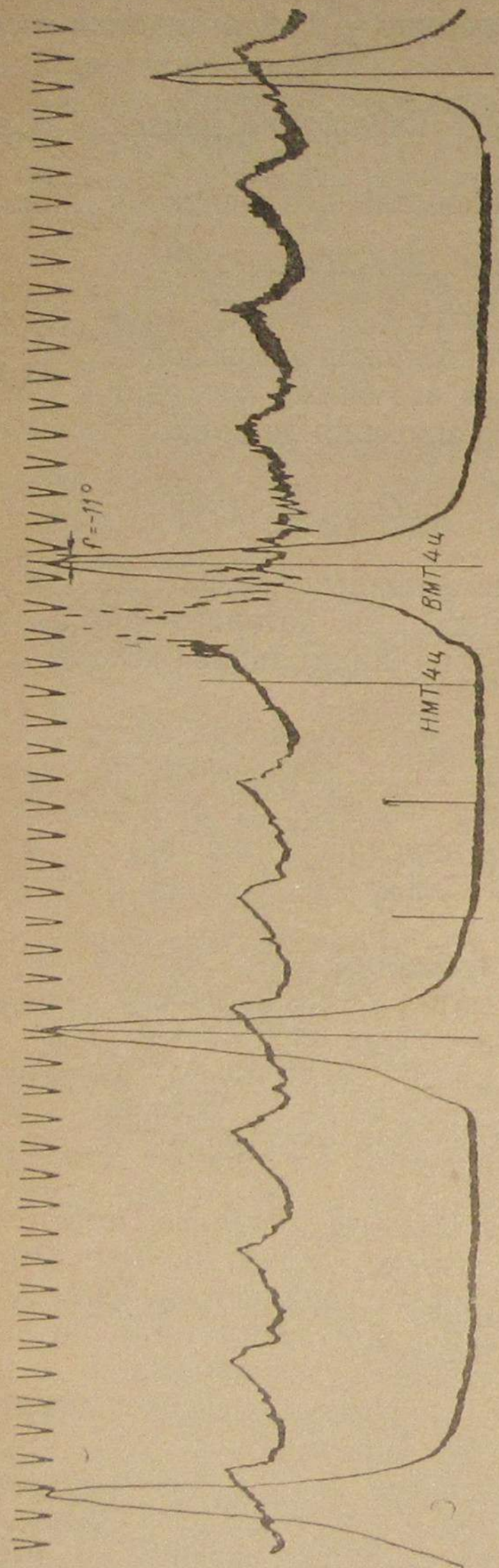
По характеру диаграмм видно, что воспламенение смеси в цилиндре происходит до подачи искры. Если начавшееся на линии всасывания горение смеси в цилиндре успевает распространиться во впускной коллектор (до закрытия впускного клапана), то происходит сгорание смеси во впускном коллекторе, т. е. по принятой нами терминологии — хлопок.

Совершенно очевидно, что преждевременное воспламенение смеси в цилиндре происходит и в циклах, которые не вызывают появления хлопков (См. характер линии сжатия на фиг. 4, 5 и 7).

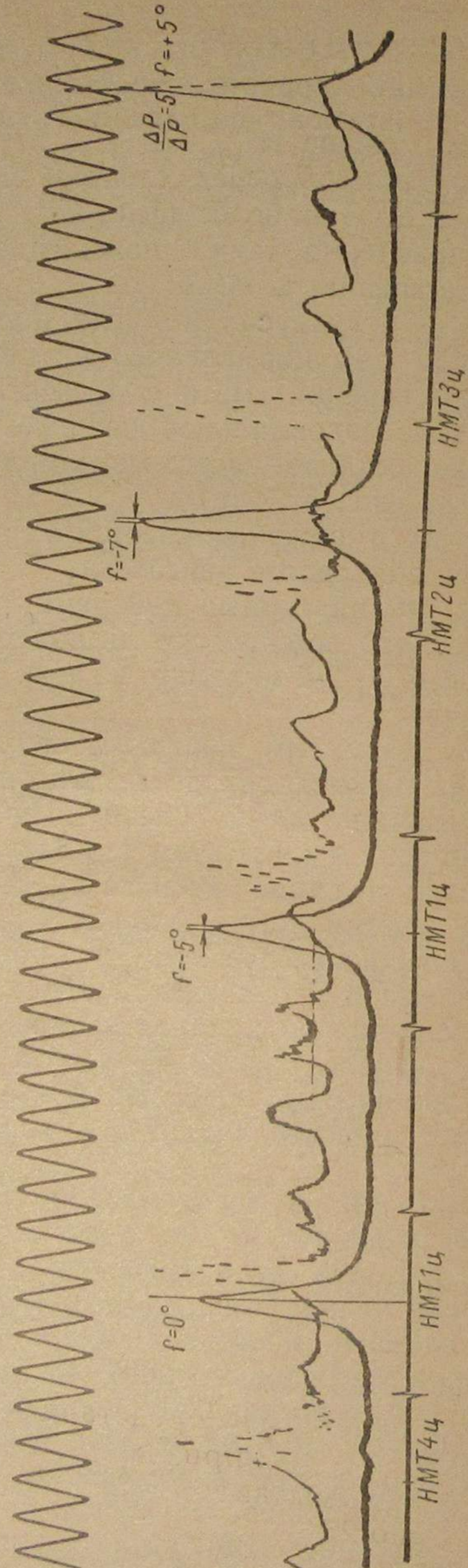
В начале работы двигателя на смесях, содержащих повышенное количество водорода и при соответствующих условиях в цилиндре, смесь начинает воспламеняться до подачи искры на линии сжатия.

Источником воспламенения могут быть раскаленные места камеры сгорания, о чем будет сказано ниже. Затем, по мере того, как условия воспламенения в цилиндре начинают улучшаться, момент начала воспламенения смещается в сторону такта впуска. И, наконец, наступает такой момент, когда воспламенение в цилиндре происходит настолько рано, что горение успевает распространиться во впускной коллектор (см. фиг. 5, 7).

На фиг. 9 представлена осциллограмма двух рабочих циклов, полученных при выключенном зажигании у этого цилиндра. Из диаграммы видно, что в первом цикле на линии расширения (примерно 27° после ВМТ) произошло воспламенение смеси, что является подтверждением того, что преждевременное воспламенение, при определенных условиях, имеет место для исследуемого двигателя.



Фиг. 7. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик в 4 цилиндре).



Фиг. 8. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик во 2 цилиндре).

Одновременно из приведенных осциллограмм видно, что чем раньше (конечно, до указанного предела $\approx 55^\circ$ до НМТ) происходит хлопок, тем более резко и выше поднимается давление во впускном коллекторе, тем интенсивнее хлопок, так как в этом случае до закрытия впускного клапана успевает сгореть большая часть смеси, находящейся в цилиндре.

Следует отметить, что применяемый в ряде конструкций газовых двигателей отдельный подвод газа и воздуха в цилиндры двигателя, как мера борьбы с хлопками, не является кардинальным решением.

Применением отдельного подвода газа и воздуха мы устраним лишь сгорание газа во впускном коллекторе, а протекание рабочего процесса в цилиндре двигателя останется тем же. Рабочая смесь в цилиндре также будет воспламеняться в конце такта впуска и начала сжатия.

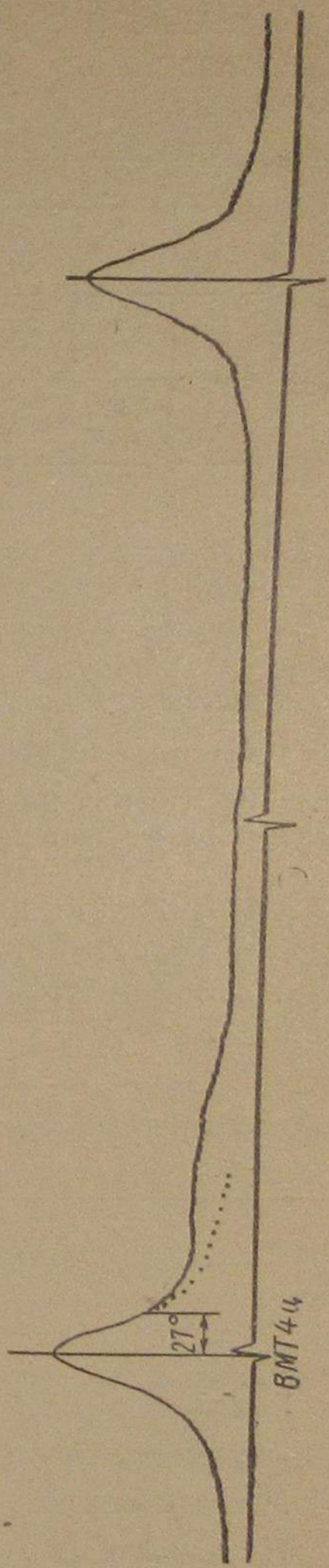
Некоторые вопросы горения газовых смесей в двигателях внутреннего сгорания

Нами было установлено, что возникновение явления хлопков во впускном коллекторе является следствием повышенного содержания водорода в газе и сгорания этого газа при коэффициентах избытка воздуха, близких к теоретически необходимому. При этом были также рассмотрены особенности рабочего процесса по индикаторным диаграммам и по результатам других, проведенных нами, испытаний.

Природа вышеуказанных изменений рабочего процесса и, как следствия этих изменений — хлопков, лежит в характере сгорания смесей, содержащих в своем составе свободный водород. Известно, что температура воспламенения водорода значительно ниже, чем температура воспламенения других горючих составляющих генераторного газа. Так, температура воспламенения для горючих составляющих генераторного газа в воздухе: по данным, приведенным Лейкером [6] будет:

- для водорода (H_2) $530^\circ C$
- для окиси углерода (CO) $610^\circ C$
- для метана (CH_4) $645^\circ C$

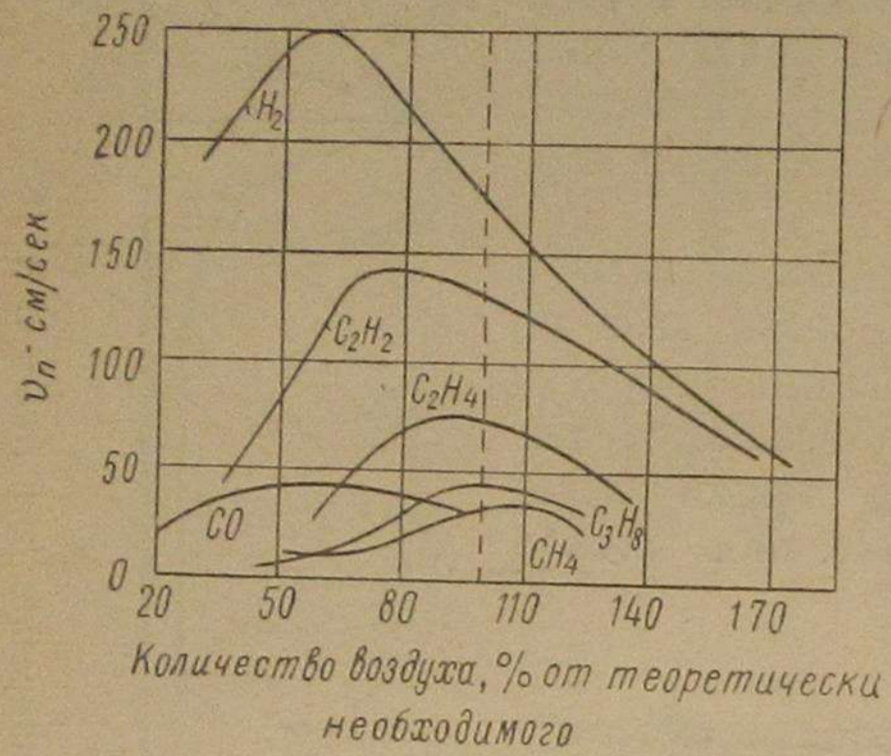
В общем необходимая для воспламенения температура поверхности (если исключить каталитическое влияние) значительно выше,



Фиг. 9. Диаграмма сжатия — расширение двигателя 4ГЧ 18/26.

чем температура самовоспламенения смеси. Однако в реальных условиях горения рабочей смеси в цилиндре двигателя имеют большое значение каталитические влияния различных веществ на воспламенение и горение смеси.

Применительно к генераторному газу представляют интерес экспериментальные данные, приведенные Лейкером [6] по исследованию каталитических влияний различных веществ на его воспламеняемость.



Фиг. 10. Нормальные скорости горения различных веществ в смеси с воздухом.

в последней на поверхности крышки цилиндра, кромки днища поршня на стенках цилиндра от смазочного масла легко образуется налет маслянистой сажи, который и может вызвать самовоспламенение.

С этой целью различные вещества нагревались в трубе снаружи и термоэлементом измерялась температура, при которой от этого тела воспламенялась смесь генераторного газа с воздухом (табл. 5).

Необходимая для воспламенения температура масла с сажей и гидроокиси железа, насыщенной серой, поразительно низка. Это имеет особое значение для нашего случая сгорания смеси генераторного газа с воздухом в камере сгорания, так как

Таблица 5

Каталитическое влияние различных веществ на температуру воспламенения смеси генераторного газа с воздухом

Вещество	$t_{\text{воспл.}}^{\circ\text{C}}$
Светлая труба	720
Ржавая "	670
Металлические стружки	650
Масло с сажей	370
Нефтяной кокс	360
Гидроокись железа (очищенная)	520
Гидроокись железа, насыщенная серой	290

Известно, что скорость горения различных газов также неодинакова. Она зависит от природы горючего газа (его химического состава) и ряда других факторов, основным из которых является соотношение газа и воздуха в горючей смеси.

На фиг. 10 представлена зависимость скорости сгорания некоторых горючих газов в смеси с воздухом в зависимости от содержания последнего в смеси и отнесенного к количеству воздуха, необходимому для полного сгорания по данным, приведенным Иостом [1].

Как следует из фиг. 10, максимальная скорость горения смеси лежит в области некоторого недостатка воздуха, снижаясь по мере обеднения смеси. Причем, это снижение более резко проявляется для водорода.

Одновременно максимальная скорость горения водорода примерно в 7—8 раз больше скорости горения окиси углерода и метана.

Для сложных газов скорость горения понижается примесью нейтральных газов, о чем более подробно будет сказано ниже, и повышается примесью водорода. Отсюда и вытекает большое влияние водорода, как составной части силового газа, на протекание рабочего процесса в цилиндре двигателя.

Влияние водорода на протекание рабочего процесса и возникновение хлопков связано с влиянием водорода, как составной части генераторного газа на такое ускорение химических реакций, которое по внешним признакам соответствует горению с детонацией.

Как уже отмечалось, работа исследуемого двигателя 4ГЧ 18/26 на генераторном газе из торфа при определенных условиях сопровождается жесткой работой, стуками и, по всей вероятности, детонацией. И, как правило, результатом этих ненормальностей рабочего процесса являются хлопки.

На фиг. 11 и 12 приведены осциллограммы ряда последовательных рабочих циклов, в числе которых имеются циклы, дающие некоторые основания полагать, что в этом случае имеет место детонационное горение.

Осциллограммы получены при интенсивных хлопках.

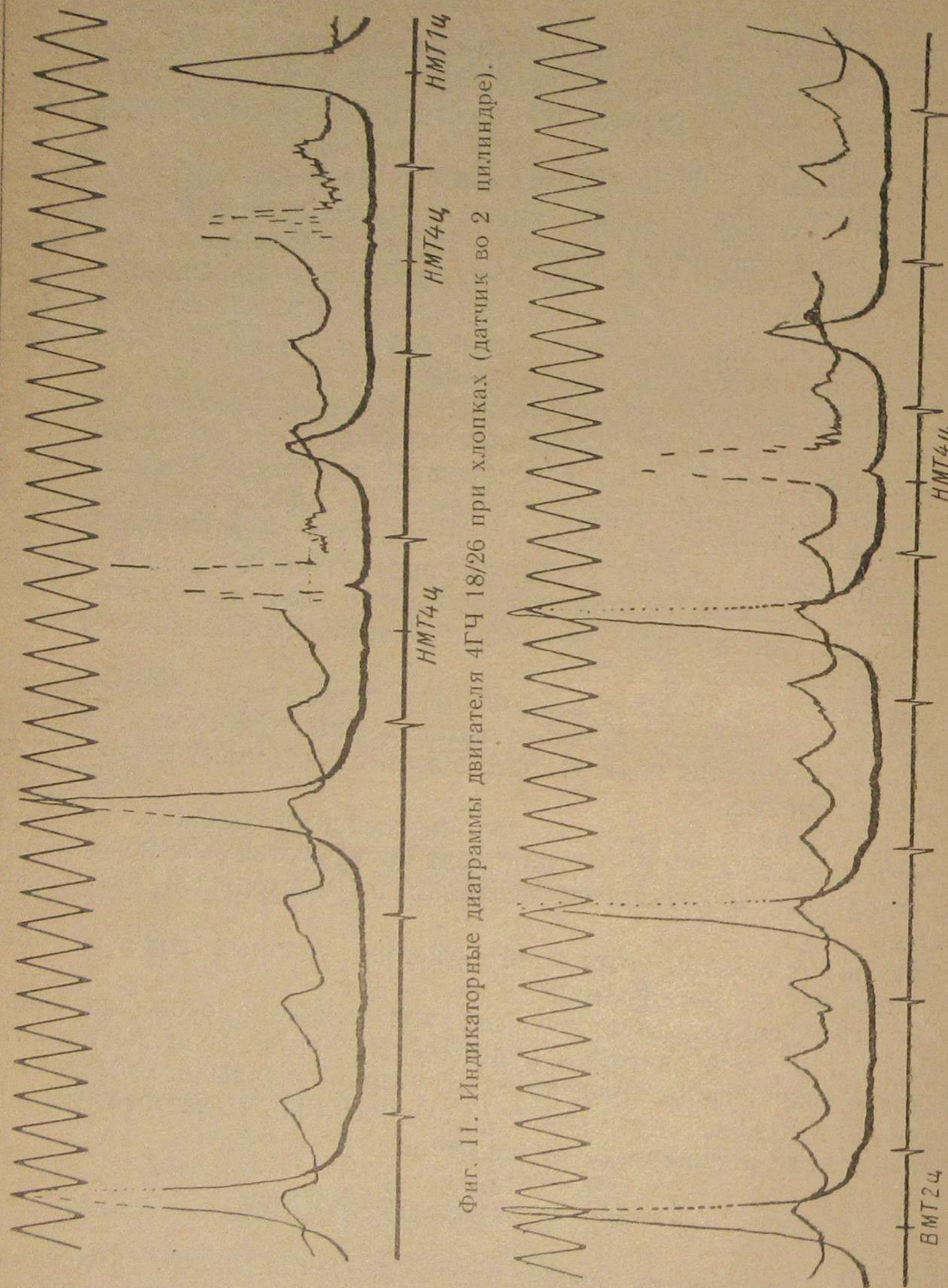
Детонационные циклы двигателя отличаются от нормальных характерными колебаниями давления на нисходящей части диаграммы.

Такие колебания отражают действие ударных волн в конце сгорания и ходе расширения.

Если подсчитать частоту этих колебаний по осциллограммам фиг. 11 и 12, она окажется равной $f \approx 2900$ гц, если же принять среднюю скорость распространения ударной волны в ходе расширения $C = 1000$ м/сек (по данным Соколика [3]), то частота ударной волны в ходе расширения будет равна

$$f = \frac{C}{2D} = \frac{1000}{2 \cdot 0,18} = 2800 \text{ гц.}$$

Такие практически совпадающие значения частот колебания ударной волны в ходе расширения, определенные по осциллограмме и по средней скорости распространения ударной волны по данным других исследований лишней раз (хотя и приближенно) подтверждают то обстоятельство, что в данном случае мы, очевидно, имеем дело с детонацией.



Фиг. 11. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик во 2 цилиндре).

Фиг. 12. Индикаторные диаграммы двигателя 4ГЧ 18/26 при хлопках (датчик во 2 цилиндре).

В. П. Карпов [2], занимавшийся исследованием горения газобразных смесей в двигателях, также указывает, что явления детонации получаются не только при сгорании сложных углеводородов, но и при сгорании генераторных газов, обогащенных водородом.

Рабочие смеси горючего с воздухом, примерно, при стехиометрическом соотношении ($\alpha = 1$) сгорают с большей скоростью и проявляют наибольшую склонность к детонации.

Как избыток ($\alpha > 1$), так и недостаток ($\alpha < 1$) воздуха уменьшают скорость горения, а тем самым и опасность детонации, так как доля неучаствующего в горении воздушных или газовых объемов становится больше.

Анализ наших результатов, а также ряда других исследований, позволяет сделать следующие выводы о влиянии α на тепловую нагрузку двигателя.

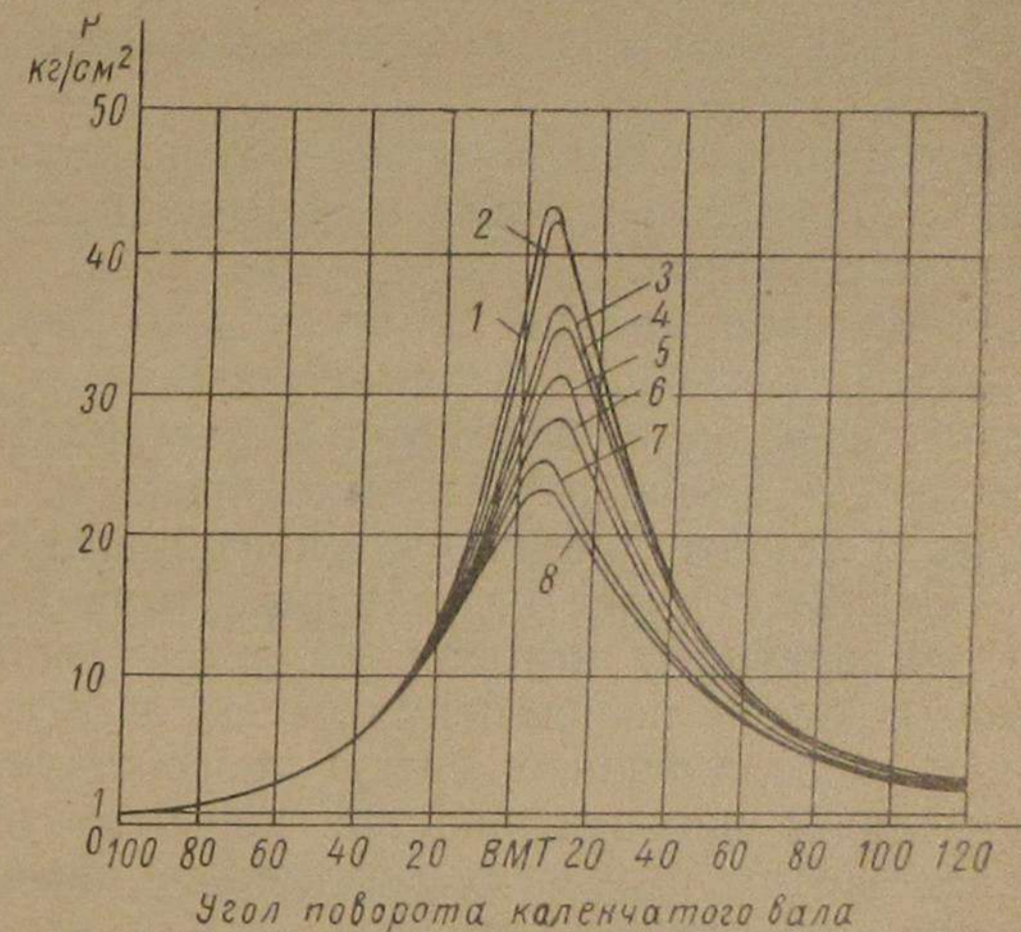
Чем больше коэффициент избытка воздуха, тем меньше повышение температуры при сгорании. Неучаствующий в сгорании воздух оказывает только охлаждающее действие, он повышает теплоемкость газовой смеси.

При избытке воздуха потеря тепла в охлаждающую воду меньше. Установлено, что при $\alpha = 1,0 \div 1,1$ отвод тепла в охлаждающую воду достигает наибольших размеров, а по мере повышения избытка воздуха или газа — понижается. С меньшим повышением температуры заряда при сгорании и меньшей теплоотдачей в охлаждающую воду связано понижение температуры стенок камеры сгорания и поршня. В наших опытах, например, при уменьшении коэффициента избытка воздуха с $\alpha \approx 1,3$ до $\alpha \approx 0,9$, средняя температура выпускного клапана возрастала на $50-70^\circ$. Чем больше α приближается к стехиометрическому, тем больше заостряются диаграммы, тем больше максимальное давление сгорания P_z (фиг. 13).

Острым диаграммам с высоким давлением сгорания соответствуют и более высокие температуры сгорания, с чем тесно связана повышенная теплоотдача охлаждающей воде.

При работе на сланцевом газе теплоотдача охлаждающей воде и скорость сгорания газа играют также значительную роль [4].

Повышенную мощность порядка $N_e = 120 \div 130$ л. с. можно было поддерживать лишь в течение небольшого промежутка вре-



Фиг. 13. Изменение давлений в цилиндре двигателя 4ГЧ 18/26 в зависимости от состава смеси (α)

1 — $\alpha = 0,86$; 2 — $\alpha = 1,01$; 3 — $\alpha = 1,17$; 4 — $\alpha = 1,26$;
5 — $\alpha = 1,41$; 6 — $\alpha = 0,48$; 7 — $\alpha = 1,82$ 8 — $\alpha = 0,44$.

мени, ввиду того, что спустя одну — две минуты возникали сильные стуки, двигатель начинал детонировать, а затем появлялись хлопки. При больших α , порядка $\alpha = 1,5 — 1,9$, двигатель работал устойчиво.

На основании проведенного исследования схема возникновения хлопков может быть представлена в следующем виде.

При работе двигателя 4ГЧ 18/26 на генераторном газе из торфа с повышенным содержанием водорода и коэффициентом избытка воздуха, близким к единице, последний начинает работать жестко, появляться стуки, а в отдельных случаях повидимому, и детонация.

Детонация одновременно обуславливает сильное возрастание завихрения газа, а этим и повышенную передачу тепла на стенки камеры сгорания.

Из-за ненормально протекающего рабочего процесса, двигатель, благодаря повышенной теплоотдаче через стенки цилиндра в охлаждающую воду, начинает быстро перегреваться, о чем говорит резкое увеличение температуры выходящей из двигателя воды и увеличение средней температуры в центре выпускного клапана на $50—60^\circ$.

Отдельные участки камеры сгорания, очевидно, нагреваются до температуры, которая является достаточной для того, чтобы свежая смесь воспламенялась до подачи искры. Начавшееся тепловое воспламенение смеси способствует дальнейшему развитию указанных ненормальностей рабочего процесса, а тем самым и дальнейшему перегреву внутренней поверхности камеры сгорания и цилиндра двигателя.

В результате прогрессирующего перегрева двигателя воспламенение смеси начинает происходить все раньше и раньше по ходу поршня и, наконец, наступает момент, когда она воспламеняется в процессе наполнения, т. е. до закрытия впускного клапана. В этом случае горение распространяется во впускной коллектор и происходит хлопок.

Некоторые мероприятия по устранению хлопков

Антидетонационная стойкость газообразных топлив в общем больше, чем жидких, как это установлено рядом исследований.

Однако октановое число для водорода значительно ниже, чем для большинства других газов. В частности, октановое число водорода примерно в два раза меньше, чем октановое число СО и СН_4 . Чем больше водорода в газе, тем больше его склонность к детонации. Чем больше СО или СН_4 , тем большей антидетонационной стойкостью обладает горючее.

Ввиду того, что при работе двигателя на генераторном газе интенсивность детонаций обуславливается, прежде всего, повышенным содержанием водорода, то можно получить наиболее подходящий газ для нормальной работы двигателя путем уменьшения содержания водорода в газе, а тем самым и в рабочей смеси при одних и тех же α .

В процессе производства генераторного газа содержание водорода в газе определяется, главным образом, примесью водяного пара к воздуху, идущему для газификации.

Осуществив регулировку количества подводимого в зону газификации пара, можно снизить содержание водорода в газе.

При надлежащем регулировании количества пара будет возможным поддерживать содержание водорода в генераторном газе в допустимых пределах для осуществления нормального протекания рабочего процесса.

Одной из возможных мер по предотвращению преждевременного воспламенения может быть также добавление охлажденных отработавших газов к воздуху, необходимому для сгорания.

Опытами [6] было установлено, что если примешивать в теоретическую газоздушную смесь негорючий газ, то антидетонационная стойкость будет повышаться. Примесь углекислого газа, содержащегося в большом количестве в отработавшем газе, уменьшает скорость горения и делает смесь нечувствительной даже к раскаленным очагам.

Однако вопрос о поведении отработавших газов при горении рабочей смеси исследован еще недостаточно, хотя и представляет интерес.

4. ВЫВОДЫ

В результате проведенного исследования явления хлопков при работе двигателя 4ГЧ 18/26 на генераторном газе из торфа можно сделать следующие выводы:

1. Основной причиной возникновения хлопков в газовых двигателях является состав горючей смеси, а именно: а) химический состав газа (содержание водорода), б) коэффициент избытка воздуха. Наиболее способствующим возникновению хлопков является: содержание водорода в генераторном газе, превышающее 16%, и коэффициент избытка воздуха (α), близкий к единице.

При сохранении повышенного содержания водорода ($\text{H}_2 > 16\%$) в газе и обеднении или обогащении при $\alpha < 0,8$ и $\alpha > 1,3$ для генераторного газа хлопки исчезают. Чем больше содержание водорода, находящегося в свободном состоянии в газе, тем на более высоком α необходимо работать для сохранения нормальных условий эксплуатации двигателя.

Подтверждением последнего положения являются результаты исследования этого двигателя на сланцевом газе, содержание водорода в котором примерно в 2 раза больше, чем в генераторном.

2. Природа явления хлопков заключается в характере сгорания газообразных смесей.

Стехиометрическая смесь генераторного газа (имеющего повышенное содержание водорода) с воздухом способствует возникновению детонационного характера сгорания в двигателе.

Жесткой работой двигателя, появлением стуков и, повидимому, детонацией, характеризуется горение указанных смесей, что, в

свою очередь, способствует перегреву двигателя. Преждевременное тепловое воспламенение смесей, возникшее в результате ненормального протекания процесса горения, прогрессивно увеличивает этот перегрев и, наконец, приводит к воспламенению смеси в цилиндре двигателя до закрытия впускного клапана, т. е. к хлопку.

3. При использовании для двигателей газообразного топлива с повышенным содержанием водорода, с целью устранения хлопков необходимо: а) работать с большими коэффициентами избытка воздуха, устанавливая более позднее зажигание, т. е. принимать все меры, уменьшающие склонность топлива к детонации; б) усилить охлаждение выпускных клапанов и стенок цилиндра.

4) Для устойчивой работы двигателя на генераторном газе необходимо в конструкции газогенераторов предусматривать устройство, поддерживающее постоянное допустимое количество водорода в генераторном газе.

5. При работе без регулятора паровоздушной смеси на время операции чистки и встряхивания колосниковой решетки, во избежание хлопков, необходимо производить ручную подрегулировку смеси, поступающей в цилиндры двигателя, в сторону наиболее возможного обеднения.

6. Конструкции смесителей газовых двигателей должны быть рассчитаны на получение оптимального α и не допускать переобогащения смеси.

7. Для получения более устойчивой работы двигателя 4ГЧ 18/26 необходимо разработать систему автоматического регулирования качества смеси.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иост В. Взрывы и горение в газах, 1952.
2. Карпов В. П. Горение газообразных смесей в двигателях, 1951.
3. Сгорание в транспортных поршневых двигателях, Сб. АН. СССР, 1951.
4. Харитонов Б. А. Сланцевый газ как топливо для газовых двигателей, Сб. ЦНИДИ, № 27, 1955.
5. Adolf Schnürle, Versuche an der Gasmaschine, V. D. J., 1931, Bd. 75, № 4.
6. Max Leiker, Die Gasmaschine, 1953.

В. В. Салтыковский, С. Н. Соловьев

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ЦНИДИ ОГ-16¹

В статье приводятся результаты теплотехнических исследований двухзонной газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16 и рассмотрены вопросы влияния влажности топлива на показатели работы газогенератора, характеристики зон обращенного и прямого процессов газификации, материального и теплового баланса газогенератора.

В 1949—1950 гг. лабораторией газомоторных установок ЦНИДИ была разработана опытная двухзонная газогенераторная установка ОГ-16, предназначенная для газификации кускового торфа и обеспечения моторным газом двигателя 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с. при 750 об/мин. После прохождения в 1950—1951 гг. на заводе им. 25 Октября заводских и отраслевых испытаний на различных торфах и древесной чурке, с общей продолжительностью испытаний порядка 900 час., установка ОГ-16 была выпущена заводом опытной партией.

С целью дальнейшего изучения газогенераторов ОГ-16 и их улучшения, одна установка из числа вышеуказанной партии была смонтирована в лаборатории газомоторных установок ЦНИДИ и было проведено ее теплотехническое исследование.

Ряд разделов этого исследования по вопросам влияния влажности газифицируемого топлива на показатели работы газогенератора, характеристик работы зон и составления материального и теплового баланса газогенератора освещены в настоящей статье.

1. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД И ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА

Основные характеристики двухзонной газогенераторной установки ОГ-16 нижеследующие:

Применяемое топливо кусковой торф и древесная чурка

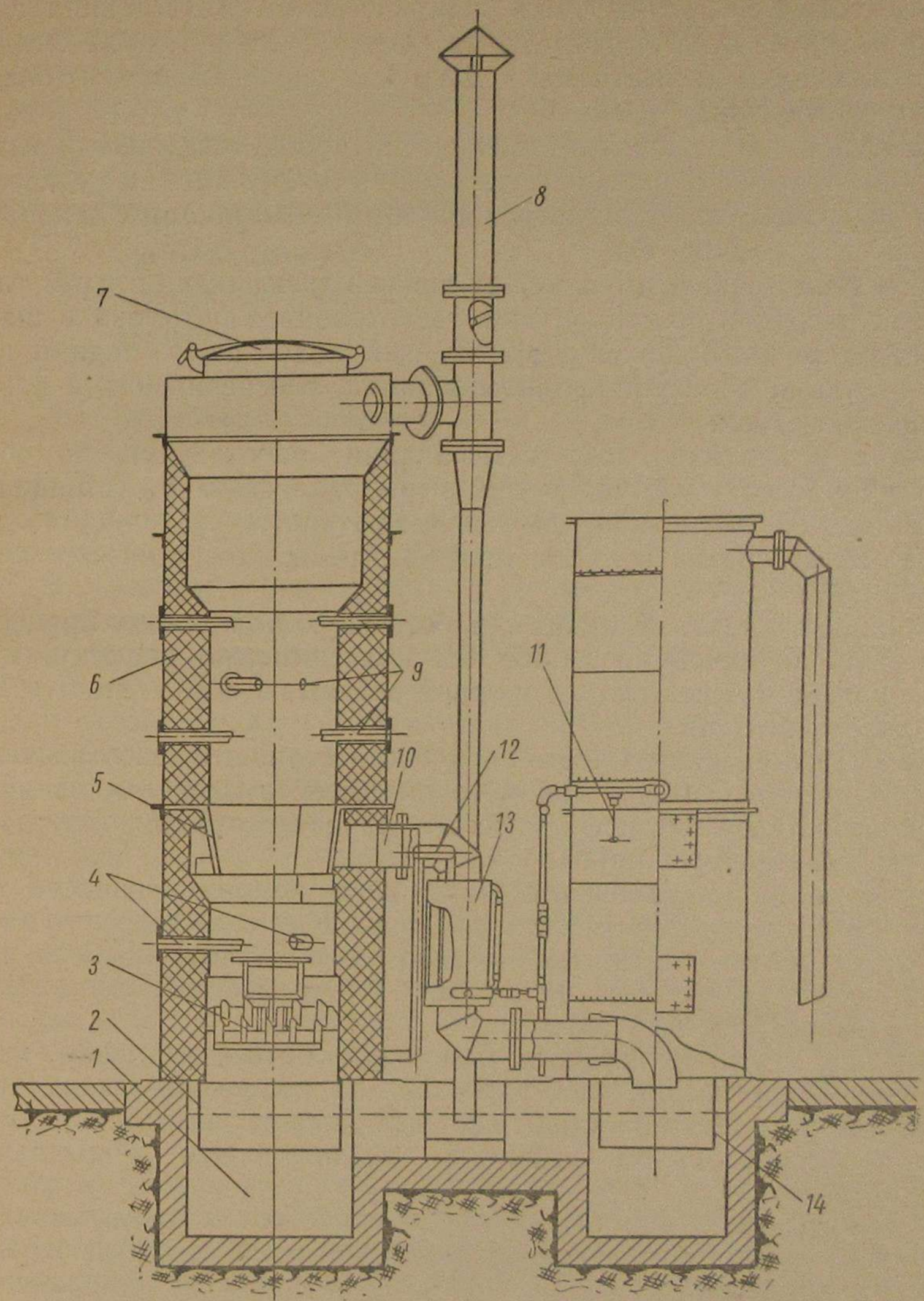
¹ В работе принимали участие —ст. инж. Рубинин Ю. В., инж. Иванов Н. А., техник Смирнова Е. Н. и механики Цыбзов М. Ф. и Мохов А. А.

Размерность (наибольший размер)	до 165 мм
Влажность (относительная)	до 45 ⁰ / ₀
Зольность (на сухую массу):	
рекомендуемая для применения	до 12 ⁰ / ₀
максимально допустимая	до 18 ⁰ / ₀
Производительность установки по газу	225 нм ³ /час
Удельный расход топлива:	
при его влажности до 25 ⁰ / ₀	не более 1,2 кг/л. с.-час
при его влажности до 45 ⁰ / ₀	не более 2 кг/л. с.-час
Удельный расход воды на охлаждение и очистку газа	20 л/л. с.-час
Весовая напряженность камеры газификации:	
(при $W^p = 25\%$)	306 кг/м ² час
(при $W^p = 45\%$)	510 кг/м ² час
Тепловая напряженность камеры газификации:	
(при $W^p = 25\%$)	1 000 000 ккал/м ² час
(при $W^p = 45\%$)	1 200 000 ккал/м ² час
Диаметр шахты газогенератора в зоне рабочих фурм	670 мм
Наружный диаметр газогенератора	1150 мм
Высота газогенератора	3800 мм
Диаметр комбинированного очистителя	900 мм
Высота комбинированного очистителя	2900 мм
Вес газогенераторной установки (по металлу)	2200 кг
Габариты газогенераторной установки:	
длина	3800 мм
ширина	2600 мм
высота	3800 мм

Газогенераторная установка ОГ-16 (фиг. 1) состоит из двухзонного газогенератора и системы очистки и охлаждения газа в виде комбинированного очистителя.

Газогенератор представляет собой шахту, выложенную огнеупорным кирпичом 6, и заключенную в кожух. Нижняя часть кожуха заканчивается «юбкой» 2, которая для устранения подсоса воздуха в газогенератор погружена в забетонированную яму, наполненную водой. Это создает предохранительный гидравлический затвор 1. Кроме того, яма служит сборником золы и шлака, которые периодически удаляются.

Внизу шахты, на расстоянии приблизительно 350 мм от верхнего края «юбки», расположена встряхиваемая колосниковая решетка жалюзного типа 3. Сброс с нее золы и мелкого шлака производится периодически с помощью рычага, поворачивающего колосники.



Фиг. 1. Газогенераторная установка ОГ-16:

- 1 — гидравлический затвор; 2 — «юбка» газогенератора; 3 — колосниковая решетка; 4 — фурмы розжига; 5 — газоотборный конус; 6 — кирпичная футеровка газогенератора; 7 — топливозагрузочный лок; 8 — вытяжная труба; 9 — фурмы для подачи воздуха; 10 — газоотборный патрубок; 11 — водоразбрызгивающие устройства; 12 — патрубок подачи пара; 13 — паробразователь; 14 — «юбка» комбинированного очистителя.

Загрузка топлива производится через закрывающийся люк 7, расположенный в верхней части кожуха. Для обслуживания газогенератора при загрузке топлива на средней части кожуха смонтирована площадка с лестницей. Загрузка осуществляется бадьей с помощью лебедки.

В верхней части кожуха имеется патрубок, соединяющийся с вытяжной трубой 8, которая служит для розжига и удаления излишней влаги из газогенератора при газификации влажного топлива.

Отбор газа производится между зонами газификации через газоотборный патрубок 10. На уровне газоотборного патрубка в шахте газогенератора расположен газоотборный конус 5. Последний вместе со стенками образует кольцевой канал, обеспечивающий равномерный отбор газа.

Воздух в верхнюю зону газификации, работающую по обращенному процессу, поступает через три ряда фурм 9, установленных в средней части кожуха газогенератора.

Под газоотборным конусом предусмотрены отверстия для фурм розжига 4.

В нижнюю зону газификации, работающую по прямому процессу, паровоздушная смесь поступает под колосниковую решетку, куда воздух подается через глазки нижней дверцы, а пар — по трубе 12 из парообразователя.

Газ из газогенератора через патрубок поступает в газоотводящую трубу, вертикальный участок которой имеет рубашку и является парообразователем 13, использующим физическое тепло генераторного газа для получения пара.

Далее газ направляется в нижнюю часть комбинированного очистителя, изготовленного из листовой стали. К фланцу верхнего торца очистителя болтами крепится крышка, а к фланцу нижнего приварена «юбка» 14, которая аналогично «юбке» газогенератора погружена в гидравлический затвор.

Нижняя часть очистителя заполнена битым кирпичом, который орошается водой, поступающей из водоразбрызгивающего устройства 11. Пространство над водоразбрызгивающим устройством заполнено сухой набивкой (металлические и древесные стружки).

В нижней части очистителя газ охлаждается и промывается, а в верхней осушается и дополнительно очищается от смолы и механических примесей.

Затем газ через верхний патрубок комбинированного очистителя поступает по газопроводу к двигателю.

Для заполнения всей системы газом и подачи его к двигателю, перед запуском последнего включается газодувка с электрическим приводом.

При монтаже газогенераторной установки ОГ-16 в лаборатории, в ее конструкцию были внесены некоторые изменения. Объем бункера газогенератора был несколько расширен за счет уменьшения толщины футеровки, начиная от верхнего ряда фурм и до крышки

газогенератора. Диаметр загрузочного люка был увеличен до 750 мм. По местным условиям высоту вытяжной трубы необходимо было увеличить до 10 м.

Для осуществления нагрузки газогенератора применялся или газовый двигатель 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с., потребляющий 200—225 нм³/час генераторного газа, или, чаще всего, центробежная воздуходувка с электроприводом со следующей характеристикой:

производительность	480 нм ³ /час
температура воздуха	20° С
давление	700 мм вод. ст.
число оборотов	2850 в мин.
потребляемая мощность	4 л. с.

При отборе газа из газогенераторной установки воздуходувкой, газ отводился в камеру для его сжигания, расположенную вне помещения.

Схема испытательного стенда с указанием измерительной аппаратуры и мест измерения приведена на фиг. 2.

При проведении исследования производились следующие измерения:

Для установления характеристик применяемого топлива производился его технический (влажность, зольность) и элементарный (углерод, водород) анализы. Теплотворная способность топлива подсчитывалась по формуле Менделеева и определялась по калориметрической бомбе. В отдельных случаях определялась стандартным методом температура плавления золы.

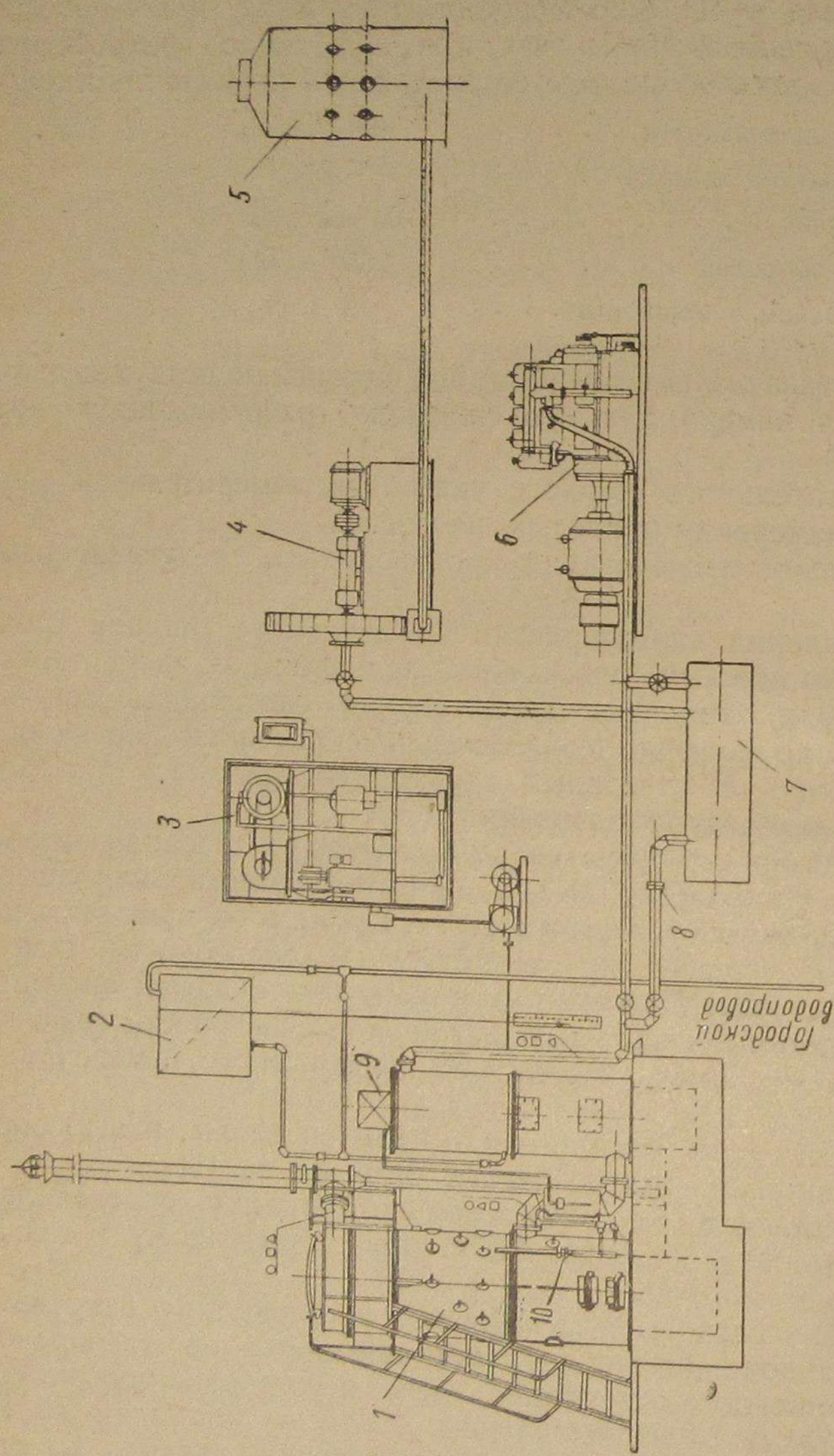
Качество газа проверялось газовым анализом в газоанализаторах системы ВТИ и Николаева (ЦКТИ); при этом теплотворная способность газа определялась расчетным путем. Кроме того, применялось и непосредственное определение теплотворной способности газа в калориметре Юнкерса. Данный калориметр был снабжен автоматическим устройством для записи теплотворной способности газа, что давало возможность иметь картину ее непрерывного изменения за весь опыт.

Загрязненность газа (механические примеси смолы, влага) определялась в специально изготовленной аппаратуре [1].

Производительность газогенератора по топливу определялась взвешиванием топлива на весах ВСП-1 при загрузках его в газогенератор.

Производительность газогенераторной установки по газу измерялась дроссельной диафрагмой, установленной на газопроводе после комбинированного очистителя. Расчет и установка дроссельной диафрагмы (шайбы) были выполнены согласно правилам № 169 Главного Управления мер и весов по измерению расхода воздуха и газа.

Так как газ, даже после прохождения им системы очистки, является в какой-то мере загрязненным и увлажненным, то это, в свою очередь, вызывает увлажнение и загрязнение диафрагмы и



Фиг. 2. Схема испытательного стенда с двухзонной газогенераторной установкой ОГ-16:
 1 — газогенераторная установка ОГ-16; 2 — водяной бак для замера расхода воды; 3 — автоматический калориметр с самописцем; 4 — центробежный вентилятор; 5 — печь для сжигания газа; 6 — двигатель 4ГЧ 18/26 с электрогенератором; 7 — газовый ресивер; 8 — диафрагма для замера расхода газа; 9 — бак для замера расхода пара; 10 — диафрагма для замера расхода воздуха прямой зоны газификации;
 ○ — места замера температур; □ — места замера разрежений; △ — места забора проб газа для анализа и определения его загрязненности.

искажение ее показаний. Поэтому, для возможного уменьшения загрязнения диафрагмы она была установлена на обводном газопроводе, который включался в сеть только на период производства опытов с замерами расхода газа.

Расход воздуха, подаваемого для газификации, рассчитывался на основании соотношения азота в воздухе и газе. Для определения же расхода воздуха, идущего на газификацию, в зоне прямого процесса была установлена диафрагма. По разности общего расхода воздуха и расхода в зоне прямого процесса рассчитывался расход воздуха в зоне обращенного процесса.

Расход пара, подаваемого в зону прямого процесса, учитывался по расходу воды из мерного бачка.

Измерения температуры в газифицируемом слое топлива в газогенераторе производилось платино-платинородиевой термопарой. Температура пара за газогенератором определялась хромель-алюмелевой термопарой. Остальные температуры газа воздуха парогазовой и паровоздушной смеси в различных точках установки измерялись ртутными термометрами. Для определения температуры на поверхности кожуха газогенератора служил термошуп.

Гидравлическое сопротивление отдельных элементов установки определялось пьезометрами.

Определение углерода и водорода в смоле, механических примесях и очаговых остатках производилось с помощью элементарного анализа.

2. ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Газогенератор ОГ-16 относится к газогенераторам, работающим на влажном топливе, причем гарантийной влажностью топлива по паспортным данным является влажность до 45%.

Излишняя влага топлива удаляется путем открытия дросселя вытяжной трубы. При этом испарение влаги происходит за счет тепла, выделяющегося в окислительной зоне газогенератора. Теплоносителями в данном случае являются продукты горения и термического разложения топлива, образующиеся в области верхних фурм и отводимые через бункер газогенератора в вытяжную трубу. Поэтому, вследствие потерь углерода топлива в виде газа и паров смолы, коэффициент полезного действия газификации снижается.

В случае достаточно сухого топлива газогенератор ОГ-16 работает с закрытой вытяжной трубой, т. е. без удаления излишней влаги топлива в атмосферу.

Первоначально был выяснен вопрос влияния открытия дросселя вытяжной трубы на показатели работы установки при газификации торфа влажностью 20—25%, так как такая влажность находится на границе, когда еще возможно работать без удаления излишней влаги.

Опыты были проведены на гидроторфе торфопредприятия «Назия» с влажностью 21% и зольностью 13,5%.

Следует отметить, что газификация гидроторфа дает несколько худшие результаты по качеству газа и уносу, чем машиноформовочный торф, но тем не менее применение его вполне возможно. В частности, гидроторф торфопредприятия «Назия» мало шлаковался, что является его положительным свойством.

Основные показатели работы газогенератора на торфе влажностью 21% приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительные результаты газификации гидроторфа с открытой и закрытой вытяжной трубой

Показатели работы газогенератора	Единица измерения	Опыты с закрытой вытяжной трубой	Опыты с вытяжной трубой, открытой на 25%
К. п. д. газификации	%	71,5	60,8
Выход газа	нм ³ /кг абс. сух. торфа	3,04	2,48
Теплотворная способность газа	ккал/нм ³	956	1000
Содержание в неочищенном газе:			
а) смолы	г/нм ³	0,091	0,079
б) механических примесей	г/нм	1,60	1,69
Весовая напряженность газификации	кг/м ² час	254	310
Тепловая напряженность газификации	ккал/м ² час	820 000	1 000 000
Температура окислительной зоны	°С	1000	1075
Потери углерода топлива с парогазовой смесью, уходящей в вытяжную трубу	%	—	10,4
Потери углерода топлива с очаговыми остатками	%	7,7	10,6

Для сравнения показателей работы на этом торфе было осуществлено два режима. Первый режим — без отвода влаги из процесса и второй — с выбросом парогазовой смеси в вытяжную трубу.

Как следует из приведенных данных, в первом случае при отсутствии выброса парогазовой смеси к. п. д. газификации равен 71,5%.

Это значение к. п. д. соответствует величинам к. п. д., полученным в испытаниях других конструкций двухзонных газогенераторов. Так, в экспериментальном газогенераторе ВИМа [2], к. п. д. газификации оказался равным 69%, в газогенераторе РИИЖТа на Челябинском буром угле [3] к. п. д. газификации составил 73%.

По данным, приведенным у Рамбуша [4] для зарубежных двухзонных газогенераторов, их к. п. д. при испытаниях на углях составил 70—74%.

Рассматривая основные показатели двухзонного газогенератора ОГ-16 на первом режиме, следует обратить внимание на большую величину потерь углерода топлива в очаговых остатках, которые достигают 7,7%, что, конечно, сказывается на к. п. д. газификации. Это происходит, главным образом, благодаря потерям горючих элементов топлива при встряхивании колосниковой решетки и при выгребе шлака. В одном из опытов, где колосниковая решетка не встряхивалась и шлак не выгребался, к. п. д. газификации был получен более высоким и равнялся 74%.

Переходя к сравнению показателей работы газогенератора для данных двух режимов, следует констатировать, что при осуществлении отвода парогазовой смеси теплотворная способность газа несколько повышается (примерно на 5%), возрастает форсировка по топливу и теплу, повышается температура окислительной зоны обращенного процесса, загрязненность газа смолой и механическими примесями остается почти без изменений.

Однако к. п. д. газификации во втором случае оказался пониженным приблизительно на 15% против режима без отвода парогазовой смеси благодаря значительной потере углерода с парогазовой смесью в количестве 10,4%, следствием чего явился также и более пониженный выход газа (2,48 нм³/кг против 3,04 нм³/кг).

Хотя при несколько другой регулировке процесса и меньшем открытии дросселя вытяжной трубы можно было бы несколько поднять к. п. д. газификации (приблизительно до 65%), тем не менее следует считать, что при влажности торфа порядка 20% нецелесообразно осуществлять режим газификации с отводом парогазовой смеси.

Следующая серия опытов была проведена на торфе влажностью 40—45% и 45—50%. Торфом с такой влажностью в нашем распоряжении был машиноформовочный торф торфопредприятия «Красносельское». Его зольность была 12 ÷ 13,5%.

Органический состав партии торфа с влажностью 40—45%:

содержание углерода 56%

содержание водорода 5,7%

Органический состав партии торфа с влажностью 45—50%:

содержание углерода 59,0%

содержание водорода 6,25%

Температура деформации золы равнялась 1150° С. Однако, несмотря на то, что зола этого торфа не относилась к легкоплавким, при опытах наблюдалось шлакование в газогенераторе, что ухудшало показатели его работы.

Это подтверждают высказывания некоторых авторов [5] о том, что определение плавления золы стандартным методом не дает еще основания судить о шлакуемости топлив при газификации.

Так, по данным ВНИГИ [6], зола с температурой деформации 1175° С уже при 980° С дает до 12% плавней, и шлакуемость топлива зависит не только от плавкости золы, но и от взаимодействия углерода топлива с кислородом воздуха и от развиваемых при этом температур.

Результаты опытов газификации влажного торфа Красносельского торфопредприятия показаны в табл. 2.

Таблица 2

Показатели работы газогенератора ОГ-16 на влажном торфе

Показатели работы газогенератора	Единицы измерения	Влажность торфа $W^P = 40 \div 45\%$	Влажность торфа $W^P = 45 \div 50\%$
Открытие дросселя вытяжной трубы	°	50	75
К. п. д. газификации	%	59,0	57,5
Выход газа	н.м ³ /кг абс. сух. торфа	2,46	2,76
Часовой расход газа	н.м ³ /час	214	204
Теплотворная способность газа	ккал/н.м ³	931	872
Содержание в неочищенном газе:			
а) смолы	г/н.м ³	0,071	0,078
б) механических примесей	г/н.м ³	0,80	0,72
Весовая напряженность (по рабочему топливу)	кг/м ² час	440	425
Тепловая напряженность	ккал/м ² час	960 000	890 000
Температура окислительной зоны обращенного процесса	°С	1100	1070
Потери углерода с парогазовой смесью	%	15,5	16,4
Потери углерода с очаговыми остатками	%	9,3	10,0

Как видно, имеет место понижение к. п. д. газификации до 59% при влажности торфа 40—45% и до 57,5% при влажности торфа 45—50%. Сравнивая эти показатели с показателями при газификации торфа с влажностью 21%, (к. п. д. газификации равен 71,5%) понижение последнего равно 17,5 и 19,5%. Это объясняется потерями углерода с парогазовой смесью, которые для этих опытов равны 15,5 и 16,4%, и, кроме того, понижением теплотворной способности газа, равной соответственно 931 и 872 ккал/н.м³. Потери с очаговыми остатками были во всех случаях примерно одинаковыми.

Следует отметить, что смолосодержание газа не увеличилось, несмотря на высокую влажность топлива, что говорит о достаточной полноте крекинга смол.

Механических примесей в газе при газификации машиноформовочного торфа значительно меньше — 0,89—0,72 г/н.м³ вместо 1,6—1,69 г/н.м³ на гидроторфе. Это связано со способом добычи и структурой торфа. Поэтому при газификации машиноформовочного торфа не наблюдается таких больших уносов, как на гидроторфе.

Весовая напряженность газификации, естественно, повысилась по сравнению с сухим торфом. Тепловая напряженность при газификации влажного торфа выше, чем напряженность при газификации сухого торфа без удаления влаги топлива через вытяжную трубу.

Температуры окислительной зоны были также несколько выше, что, очевидно, связано с природой торфа. Так, например, органический состав торфа Красносельского торфопредприятия несколько богаче содержанием углерода и водорода по сравнению с торфом Назиевского торфопредприятия.

Оценивая в целом показатели работы газогенератора на данном влажном торфе, необходимо сказать, что они могли бы быть значительно лучше, если бы не имело место шлакование. Шлакуемость, как известно, понижает газификационные свойства топлива и это, в первую очередь, сказывается на качестве газа и к. п. д. газификации в сторону их ухудшения.

В связи с рассмотренным вопросом понижения к. п. д. газификации влажных топлив, причиной чему являются, главным образом, потери углерода с парогазовой смесью, уходящей в вытяжную трубу, приводим данные по количеству и составу парогазовой смеси при газификации торфа с влажностью 20—25, 40—45 и 45—50% (табл. 3 и 4).

Таблица 3

Характеристики парогазовой смеси

Влажность торфа W^P в %	Количество парогазовой смеси в н.м ³ /час	Газ (неконденсирующаяся часть)							Q_H в ккал/н.м ³	Содержание в газе: (в г/н.м ³)	
		Состав в процентах								смолы	воды
		CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂			
20—25	21,6	18,2	1,4	1,0	6,7	7,7	2,4	62,7	800	72,0	590
40—45	33,8	18,6	1,26	1,2	6,6	6,4	1,75	63,7	694	41,3	1250
45—50	42,3	18,6	0,86	1,7	3,5	4,2	1,7	69,94	481	30,4	1420

Данные таблиц показывают, что при одной и той же производительности газогенератора по газу (опыты производились при нормальной форсировке) количество теплоносителя, представляющего собой главным образом продукты горения и термического распада топлива, с возрастанием влажности топлива увеличивается с 27,6 до 56 кг/час. Одновременно с этим теплотворная способность неконденсирующейся горючей части парогазовой смеси падает соответственно с 800 до 481 ккал/н.м³.

Таблица 4

Количество и состав парогазовой смеси

Влажность торфа W^P в %	Удаляется через вытяжную трубу за 1 час в кг				Состав в процентах (весовых)		
	газа	смолы	воды	всего	газа	смолы	воды
20—25	27,6	1,56	12,67	41,83	65,0	3,7	31,3
40—45	41,2	1,39	42,30	84,89	48,5	1,6	49,9
45—50	56,0	1,29	60,0	117,29	47,7	1,1	51,2

Количество смолы, теряемой за час, и ее концентрация в парогазовой смеси с возрастанием влажности топлива падает с 1,56 до 1,29 кг/час или по составу с 3,7 до 1,1%, а количество водяных паров, наоборот, возрастает с 12,67 до 60 кг/час или, по составу, с 31,3 до 51,2%.

Возрастание количества теплоносителя, естественно, объясняется необходимым увеличением открытия дросселя вытяжной трубы по мере возрастания влажности топлива.

Состав и теплотворная способность газа, входящего в состав парогазовой смеси, показывают, что часть топлива в присутствии воздуха, поступающего для удаления излишней влаги через верхний ряд фурм, сгорает главным образом до двуокиси углерода. Одновременно, чем суше топливо, тем в большей степени развиваются, помимо горения, и процессы термического разложения топлива. Так, при газификации топлива влажностью 20—25% в газе имеет место максимальное содержание CO (6,7%), H_2 (7,7%), CH_4 (2,4%), C_nH_m (1,44%). Теплотворная способность газа в этом случае максимальная — 800 ккал/нм³. В то же время и содержание смолы в парогазовой смеси и ее потери за час также максимальны.

Наоборот, в случае влажного топлива, содержание компонентов, указывающих на глубину процессов термического распада, становится меньше и преобладающим компонентом парогазовой смеси становятся водяные пары.

Таким образом, газификация торфа повышенной влажности в газогенераторе ОГ-16 снижает к. п. д. газификации с 71,5 при влажности торфа 20% до 57—59% при влажности торфа 40—50%. Это снижение к. п. д. газификации является в значительной степени неизбежным при принятом методе термической подготовки топлива и отводе парогазовой смеси в вытяжную трубу.

Теплотворная способность газа, вырабатываемого установкой с увеличением влажности с 20 до 40—50%, снижается на 5—8%.

Смолосодержание газа с увеличением влажности топлива в пределах его влажности 20 ÷ 50% остается практически без изменений.

Количество парогазовой смеси, отводимой в вытяжную трубу, увеличивается с повышением влажности топлива, причем с ростом влажности в парогазовой смеси уменьшается доля газа и увеличивается влагосодержание.

3. ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ ЗОН

Произведенные измерения расходов воздуха на газификацию и выходов газа по зонам дало результаты, приведенные в табл. 5.

Как видно из данной таблицы, основной зоной газификации в двухзонном газогенераторе ОГ-16, при работе его на торфе, является зона обращенного процесса, куда поступает воздух в количестве от 84,5 до 90% от общего расхода на газификацию, а выход газа составляет от 93,7 до 90,4% от общей производительности газогенератора.

Таблица 5

Распределение воздуха и газа в двухзонном газогенераторе ОГ-16

Расход воздуха						Выход газа					
общий (на обе зоны)		на зону обращенного процесса		на зону прямого процесса		в обеих зонах		в зоне обращенного процесса		в зоне прямого процесса	
в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %
156,0	100,0	135,0	86,5	21,0	13,5	214,0	100,0	185,2	86,5	28,8	13,5
148,0	100,0	127,0	85,8	21,0	14,2	215,0	100,0	186,1	86,6	28,9	13,4
161,0	100,0	140,0	87,8	21,0	12,2	213,5	100,0	185,0	86,9	27,9	13,1
155,0	100,0	139,6	90,0	15,4	10,0	204,0	100,0	184,4	90,4	19,6	9,6
156,0	100,0	132,0	84,5	24,0	15,5	216,0	100,0	180,8	83,7	35,2	16,3

Зона прямого процесса, где происходит газификация коксового остатка топлива (анализы кусков топлива, извлеченных из-под газотборного конуса, показали содержание в них летучих порядка 3%) играет второстепенную роль в балансе воздуха и газа, которые соответственно составляют 10—15,5% и 9,6—16,3%.

Полученные нами результаты о соотношении воздуха и газа по зонам подтверждаются и другими исследователями двухзонного газогенератора. Так, Федосов [2] в своем исследовании установил, что оптимальная подача воздуха в зону прямого процесса составляет 16%. Для двухзонного газогенератора РИИЖТа, испытанного на Челябинском буром угле [3] расход воздуха в зону прямого процесса составил 73,2% и зона прямого процесса являлась основной. Однако для данного топлива содержание в нем летучих равно 33%, против 73% летучих в торфе и, естественно, его коксовый остаток, газифицируемый в нижней зоне, значительно больше, чем у торфа. Кроме того, как можно усмотреть из настоящих испытаний, в данном слу-

чае в нижней зоне газифицировался не кокс, а полукокс, что и давало повышенное смолосодержание газа.

Данные по составу газа по зонам в газогенераторе ОГ-16 приведены в табл. 6.

Таблица 6

Состав газа по зонам в двухзонном газогенераторе ОГ-16

Место забора газа	Состав газа в процентах							Q_H ккал/м ³	Примечание
	CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂		
Общий газ обеих зон	9,5	0,0	0,0	18,2	13,4	1,2	57,0	1010	Влажность топлива $W^p = 21\%$
Зона обращенного процесса	9,2	0,0	0,0	18,5	13,8	1,2	57,2	1023	
Зона прямого процесса	11,4	0,0	0,0	17,1	13,6	1,2	57,2	967	
Общий газ обеих зон	11,0	0,0	0,0	14,5	17,3	1,5	55,7	1013	$W^p = 21\%$
Зона обращенного процесса	11,2	0,0	0,0	14,5	17,4	1,6	54,9	1028	
Зона прямого процесса	10,3	0,0	0,0	13,4	17,6	1,5	57,2	985	
Общий газ обеих зон	6,9	0,0	0,1	18,0	14,1	1,4	59,5	1028	$W^p = 44\%$
Зона обращенного процесса	6,4	0,0	0,3	18,5	14,6	1,6	58,8	1070	
Зона прямого процесса	8,3	0,0	0,0	17,6	14,0	1,3	58,8	1005	
Общий газ обеих зон	8,9	0,0	0,0	19,7	9,0	1,1	71,3	921	$W^p = 50\%$
Зона обращенного процесса	8,1	0,0	0,0	20,0	7,3	0,76	63,9	836	
Зона прямого процесса	11,7	0,0	0,1	16,0	15,8	1,4	62,0	899	
Общий газ обеих зон	13,0	0,0	0,0	11,6	9,5	1,2	64,7	696	$W^p = 53,5\%$ Режим ненормальный
Зона обращенного процесса	14,1	0,0	0,1	11,0	8,0	1,2	65,5	641	
Зона прямого процесса	12,3	0,0	0,1	15,6	17,3	1,2	54,0	1016	

Как видно из приведенных данных, газ нижней зоны при газификации торфа влажностью до 45% по своей теплотворной способности несколько ниже, чем газ верхней зоны, причем это имеет место из-за несколько большего содержания CO в газе верхней зоны.

При влажности же торфа 50% и выше, наоборот, теплотворная способность газа нижней зоны начинает превосходить величину ее

для газа верхней зоны, что является следствием влияния влажности топлива.

Таким образом, можно констатировать, что на газ нижней зоны влажность топлива влияния не оказывает, так как во всех случаях в нижней зоне газифицируется лишенный влаги коксовый остаток.

Интересным является влияние на теплотворную способность газа нижней зоны присадки пара в эту зону в количестве 8—12 кг/час. Эти данные приведены в табл. 7.

Таблица 7

Состав газа с присадкой пара (9,5 кг/час) и без присадки пара (Состав принят как средний по ряду опытов)

Место забора газа	Состав газа в процентах							Q_H ккал/м ³
	CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
Без присадки пара								
Общий газ обеих зон	6,5	0,0	0,1	21,5	12,0	1,33	58,57	1075
Газ прямой зоны . . .	4,0	0,0	0,0	22,8	8,5	1,3	63,4	1020
С присадкой пара								
Общий газ обеих зон	8,8	0,0	0,0	20,0	13,9	1,4	55,9	1103
Газ прямой зоны . . .	5,4	0,0	0,0	19,3	15,2	1,23	58,87	1072

Как видно из сопоставления составов газов, взятых из нижней зоны в двух случаях — без присадки пара и с присадкой пара (в количестве 9,5 кг/час), в первом случае газ характеризуется более высоким содержанием CO и более низким содержанием H₂. Во втором случае закономерно падает содержание CO и возрастает CO₂ и H₂. При этом имеет место небольшое повышение теплотворной способности.

Таким образом, в целом присадка пара в нижнюю зону повышает теплотворную способность как газа нижней зоны, так и в небольшой степени общего газа.

Температурные условия работы обеих зон газификации при нормальной форсировке характеризуются данными, приведенными в табл. 8.

Как видно, верхняя зона имеет более высокие температуры, чем нижняя, что и естественно, так как основная масса топлива газифицируется в верхней зоне. Кроме того, температура в нижней зоне снижается присадкой пара. То обстоятельство, что температурный максимум процесса лежит именно в верхней зоне, подтверждается фактом, что шлакование газогенератора всегда наблюдалось в его верхней зоне.

Сами абсолютные значения температур представляются нам несколько заниженными против действительных, так как ввод в газо-

Баланс воздуха в газогенераторе ОГ-16

Статьи баланса	Опыт 1		Опыт 2		Опыт 3	
	в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %	в нм ³ /час	в %
Условия опыта:						
Топливо:						
влажность в %	21,0		44,0		50,0	
зольность в %	13,5		12,0		13,58	
К. п. д. газификации в %	71,5		59,0		57,5	
Расход воздуха:						
В зоне прямого процесса	21,0	13,5	20,8	11,1	15,4	8,0
В зоне обращенного процесса	135,0	86,5	140,2	74,5	139,6	73,0
На термическую подготовку топлива	—	—	27,0	14,4	37,0	19,0
Всего	156,0	100,0	188,0	100,0	192,0	100,0

Таблица 10

Материальный баланс по углероду в газогенераторе ОГ-16

Статьи баланса	Опыт 1		Опыт 2		Опыт 3	
	в кг/час	в %	в кг/час	в %	в кг/час	в %
Приход:						
углерод топлива	35,6	100,0	43,0	100,0	38,0	100,0
Расход:						
углерод газа	32,42	91,0	32,10	75,0	27,90	73,5
углерод примесей газа	0,17	0,5	0,09	0,2	0,04	0,1
углерод парогазовой смеси:						
а) неконденсирующаяся часть (газ)	—	—	5,74	13,0	5,30	13,9
б) смола	—	—	1,07	2,5	0,96	2,5
углерод очаговых остатков	2,71	7,7	4,00	9,3	3,80	10,0
невязка	-0,3	-0,8	—	—	—	—
Всего	35,6	100,0	43,0	100,0	38,0	100,0

Таблица 8

Температуры слоя топлива двухзонного газогенератора ОГ-16

Влажность топлива W^D в %	Температура в различных слоях топлива в °С			
	Верхний ряд фурм газогенератора	Средний ряд фурм газогенератора	Нижний ряд фурм газогенератора	Зона прямого процесса
21,0	710	970	1030	950
44,0	750	980	1120	1000
50,0	800	1000	1150	1060
53,5	790	1000	1110	970

генератор термодары в металлическом кожухе вызывал довольно интенсивный отвод тепла из места измерения температур и искажение температурного поля слоя в сторону его понижения.

4. МАТЕРИАЛЬНЫЙ И ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Материальный и тепловой балансы газогенератора ОГ-16 были определены обычными методами балансных испытаний [7].

Необходимо остановиться особо на методике определения количества парогазовой смеси, отводимой в вытяжную трубу. Непосредственное определение расхода или скорости парогазовой смеси в трубе было исключено, так как установка измерительной шайбы или сопла вызвала бы пережим системы тяги вытяжной трубы и нарушила бы тягу. Кроме того, на сильно увлажненном и засмоленном газе показания их были бы совершенно неверны. По последней причине исключалось применение и пневмометрических трубок.

Поэтому количество парогазовой смеси было определено расчетным путем по остатку углерода в его балансе и составу парогазовой смеси, определенной опытным путем.

В табл. 9, 10, 11 и 12 приведены балансы воздуха, материальные балансы по углероду и водороду и тепловые балансы для трех опытов. Опыт 1 проведен на гидроторфе торфопредприятия «Назия» с влажностью 21% без удаления влаги в вытяжную трубу. Опыты 2 и 3 — на машиноформовочном торфе Красносельского торфопредприятия влажностью 44 и 50% с удалением излишней влаги топлива через вытяжную трубу.

Как видно, баланс воздуха показывает:

1. Расход воздуха в зоне прямого процесса составляет для данных опытов от 13,5 до 8% от общего расхода воздуха в газогенераторе.

Причем для случая газификации влажного топлива (опыты 2 и 3) доля воздуха в зоне прямого процесса значительно уменьшается, так как общий расход воздуха в газогенераторе увеличивается за счет расхода его на термическую подготовку топлива.

Таблица 11

Материальный баланс по водороду в газогенераторе ОГ-16

Статьи баланса	Опыт 1		Опыт 2		Опыт 3	
	в кг/час	в %	в кг/час	в %	в кг/час	в %
Приход:						
водород топлива	2,74	47,79	4,17	32,6	3,99	29,0
водород влаги топлива	2,08	34,60	7,55	58,8	8,20	62,4
водород влаги воздуха	0,10	1,71	0,10	0,8	0,11	0,8
водород пара, подаваемого в зону прямого процесса	0,93	15,90	1,0	7,8	1,05	7,8
Всего:	5,85	100,0	12,82	100,0	13,35	100,0
Расход:						
водород газа	3,44	58,8	2,78	21,7	3,03	22,7
водород примесей газа	0,002	—	0,002	—	0,001	—
водород влаги газа	2,56	43,8	3,48	27,2	3,64	27,3
водород неконденсирующейся части парогазовой смеси (газа)	—	—	4,489	3,82	0,353	2,63
водород смолы парогазовой смеси	—	—	0,126	0,98	0,116	0,87
водород влаги парогазовой смеси	—	—	5,85	45,6	6,71	50,3
невязка	+0,152	+2,6	-0,093	-0,7	+0,5	+3,8
Всего:	5,85	100,0	12,82	100,0	13,35	100,0

Расход воздуха на термическую подготовку составил для данных двух опытов (2 и 3) $14,4 \div 19\%$, причем, как видно, расход этот увеличивается с возрастанием влажности топлива, что связано с необходимостью удаления большого количества излишней влаги, а следовательно, и большего открытия дросселя вытяжной трубы.

Материальный баланс по углероду показывает следующее:

1. Доля углерода, переходящего из топлива в газ для сухого топлива (без удаления влаги через вытяжную трубу) составляет 90—91%, а для влажного снижается до 73—75%, что объясняется потерями углерода с парогазовой смесью в вытяжную трубу.

2. Потери углерода с парогазовой смесью составляют 15—16%, причем они несколько увеличиваются с возрастанием влажности топлива. Потери эти складываются из потерь углерода с неконденсирующейся частью парогазовой смеси (газом) в количестве 13—14% и с конденсирующейся частью (смолой) — 2—3%; при этом основные потери углерода падают на газ.

Таблица 12

Тепловой баланс газогенератора ОГ-16

Статьи баланса	Опыт 1		Опыт 2		Опыт 3	
	в ккал/час	в %	в ккал/час	в %	в ккал/час	в %
Приход:						
Химическое тепло топлива	312,479	97,71	410,000	98,15	376,000	97,96
Физическое тепло сухого воздуха:						
зоны прямого процесса	458	0,14	473	0,11	325	0,08
зоны обращенного процесса	837	0,26	870	0,20	865	0,22
Физическое тепло водяных паров:						
зоны прямого процесса	5270	1,65	5660	1,35	5850	1,53
зоны обращенного процесса	780	0,24	810	0,19	805	0,21
Всего:	319,824	100,0	417,813	100,0	383,845	100,0
Расход:						
Газ:						
химическое тепло	223,908	70,08	215,000	51,71	192,200	49,23
физическое тепло с отходящим газом	45,522	14,20	48,350	11,50	47,841	12,45
Влага газа:						
физическое тепло	20,900	6,53	29,500	7,05	31,300	8,15
Примеси газа:						
химическое тепло	1,629	0,51	991	0,23	1109	0,24
физическое тепло	77	0,02	36	0,01	43	0,01
Очаговые остатки:						
химическое тепло	22,050	6,87	32,000	7,65	31,000	8,07
физическое тепло	512	0,16	610	0,15	677	0,18
Парогазовая смесь:						
газ						
химическое тепло	—	—	25,400	6,1	22,000	5,75
физическое тепло	—	—	1,870	0,45	1,520	0,40
смола						
химическое тепло	—	—	8,050	1,93	6,720	1,75
физическое тепло	—	—	147	0,04	116	0,03

Статьи баланса	Опыт 1		Опыт 2		Опыт 3	
	в ккал/час	в %	в ккал/час	в %	в ккал/час	в %
Расход:						
влага						
физическое тепло . .	—	—	27,900	6,7	39,000	10,25
Потери тепла в окружающую среду и остаточный член теплового баланса	5226	1,63	27,959	6,48	10,319	2,79
} 15,22%						
} 18,18%						
Всего:	319,824	100,00	417,813	100,00	383,845	100,00

3. Потери углерода с очаговыми остатками составили от 7,7 до 10%, что в основном связано с встряхиванием колосниковой решетки. Эти потери очень высоки.

Невязка углерода в балансе составляет в опытах без выброса парогазовой смеси около 1%, что является вполне допустимым.

В опытах с выбросом парогазовой смеси невязка отсутствует, так как потери углерода с парогазовой смесью рассчитывались по разности приходных и расходных статей баланса по углероду.

Материальный баланс по водороду нами был произведен с целью проверки баланса по углероду и правильности расчета количества парогазовой смеси, исходя из приходных и расходных статей этого баланса. Если бы последний и, особенно, состав парогазовой смеси были определены со значительной погрешностью, то невязка в балансе водорода достигала бы значительной величины. Однако, как видно, невязка водорода не превышает $\pm 0,7—3,8\%$, что говорит о достаточной точности произведенных замеров расходов, анализов и расчетов.

Анализируя полученные результаты, можно отметить, что в случае газификации влажного топлива доля водорода, переходящего в газ, становится меньше, что связано с потерями водорода с парогазовой смесью.

Тепловой баланс показывает следующее:

1. Химическое тепло газа в случае относительно сухого торфа (опыт 1) составляет 70%, в случае же влажного торфа (опыты 2 и 3) эта величина снижается до 51,7—49,9%, что, главным образом, происходит вследствие потерь с парогазовой смесью.

Следует заметить, что данные величины нельзя отождествлять с к. п. д. газификации, значения которых несколько иные. Это объясняется тем, что к. п. д. газификации подсчитывается по низшим теплотворным способностям топлива и газа, причем химическое тепло газа относится только к химическому теплу топлива. Тепловой же

баланс рассчитывается по высшей теплотворной способности и химическое тепло газа относится ко всему приходу тепла. Кроме того, низшая теплотворная способность топлива тем больше отличается от высшей, чем больше влажность топлива, поэтому между к. п. д. газификации и вышеуказанными величинами нет соответствия, которое, казалось бы, должно было быть.

2. Как видно, тепловые потери с парогазовой смесью составляют в сумме 15—18%, причем увеличение их с повышением влажности происходит за счет теплосодержания водяных паров.

3. Химическое тепло с примесями газа в опыте 1 больше, так как этот опыт проведен на гидроторфе, для которого характерен повышенный унос, а опыты 2 и 3 проведены на машиноформовочном торфе, где унос меньше.

4. Остаточный член баланса, включающий в себя потери тепла в окружающую среду, составляет 1,63—6,48%, что следует признать нормальным, так как он обычно бывает порядка 5%.

Потери тепла в окружающую среду, определенные замером температур стенки кожуха газогенератора и расчетом теплоотдачи, составили 1,5—2,0%.

5. ВЫВОДЫ

1. При газификации торфа повышенной влажности некоторые показатели работы газогенератора ухудшаются и к. п. д. газификации снижается с 71,5 до 57—59%.

Однако и для данного топлива влажностью 40—50% эти показатели еще достаточно высоки и дают возможность газомоторным установкам использовать влажное топливо, превосходя по своей тепловой экономичности паросиловые установки.

2. Изучение зависимостей количества и состава парогазовой смеси, отводимой в вытяжную трубу, установило ее характеристики от влажности топлива, показав, что с повышением влажности доля газа в парогазовой смеси уменьшается.

3. Исследованием установлено, что в двухзонном газогенераторе, работающем на торфе, основной зоной газификации является верхняя зона обращенного процесса, дающая 84—90% вырабатываемого газа. Нижняя зона прямого процесса играет вспомогательную роль и выход газа в ней составляет 10—16%.

4. Теплотворная способность газа верхней зоны несколько выше ее значения для газа нижней зоны.

5. Температуры верхней зоны газификации на уровне третьего ряда фурм равны 1100—1150° С и выше температур нижней зоны, равных 950—1050° С.

6. Присадка пара несколько улучшает качество газа нижней зоны, улучшая также и качество общего газа.

7. При работе газогенератора ОГ-16 имеют место повышенные потери углерода и тепла топлива (порядка 8%) в очаговых остатках, что, в основном, связано с операциями встряхивания колосниковой решетки и выгреба шлака из газогенератора. Поэтому, с целью пони-

жения потерь, необходима дальнейшая отработка этих операций. Вместе с тем следует и более радикально решать данную задачу, в связи с чем необходимо реализовать разработанную модификацию газогенератора ОГ-16 с механической колосниковой решеткой.

8. Потери тепла с парогазовой смесью, уходящей в вытяжную трубу при газификации топлива с влажностью свыше 25%, составляют 15—18%. Поскольку эти потери связаны с самой возможностью использования топлив повышенной влажности, что значительно расширяет сферы применения газомоторных установок, то при современном положении данного вопроса указанные потери являются в значительной степени неизбежными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соловьев С. Н. Определение загрязненности моторного генераторного газа, сб. ЦНИДИ 27, Машгиз, 1955.
2. Федосов И. М. Исследование некоторых параметров двухзонного процесса газификации торфа повышенной зольности в газомоторной установке небольшой мощности, Автореферат диссертации, Всесоюзный институт механизации сельского хозяйства, 1955.
3. Козлов И. В., Малкин С. А. Двухзонный газогенератор, карты ТЕХСО 516/6, изд. института технико-экономической информации Госплана СССР, 1941.
4. Рамбуш Н. Э. Газогенераторы, ГОНТИ, 1939.
5. Михеев А. П., Пукликова Р. В., Ярослав Т. Е. Определение шлакообразующей способности топлива по методу ВНИГИ, Труды ВНИГИ, вып. III Гостоптехиздат, 1951.
6. Михеев А. П., Первухин Р. В. Шлакообразующая способность топлива и его газификационные свойства, Труды ВНИГИ, вып. IV, Гостоптехиздат, 1952.
7. Жунко В. И., Ложеницын Ю. Б. Основы термической переработки топлива, Гостоптехиздат, 1954.

В. В. Салтыковский, С. Н. Соловьев

ТЕРМИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА ТОПЛИВА В ДВУХЗОННОМ ГАЗОГЕНЕРАТОРЕ

Статья излагает методику и результаты исследования термической подготовки топлива в двухзонном газогенераторе ОГ-16. Исследование проводилось путем анализов кусков топлива, извлекаемых из работающего газогенератора.

Одним из разделов проведенной в лаборатории газомоторных установок ЦНИДИ работы по исследованию двухзонной газогенераторной установки ОГ-16 явился раздел изучения термической подготовки топлива в газогенераторе ОГ-16.

Термическая подготовка топлива в любом газогенераторе является необходимой подготовительной стадией процесса газификации топлива и состоит в прогреве топлива, сушке и частичном или полном удалении летучих. Без надлежащей организации подготовки топлива не может быть успешно осуществлена его газификация.

Важное практическое значение настоящего вопроса и сравнительно малая его изученность для газогенераторов двухзонного и обращенного процессов вызвали необходимость постановки в ЦНИДИ настоящего исследования. При этом ставилась ограниченная задача установить, в первом приближении, картину термической подготовки топлива в двухзонном газогенераторе ОГ-16 без исследования данного вопроса во всем его комплексе.

Основные характеристики и описание газогенераторной установки ОГ-16 приведены в статье тех же авторов «Исследование двухзонной газогенераторной установки ОГ-16», помещенной в настоящем сборнике.

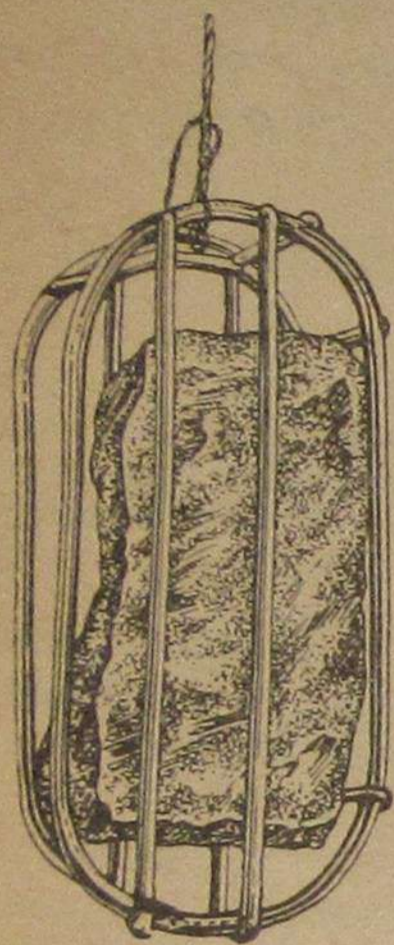
В качестве топлива при проведении опытов служил кусковой торф торфопредприятий «Красносельское» и «Назия» Ленинградской области.

1. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для изучения термической подготовки топлива был выбран и разработан метод извлечения и анализа кусков топлива, помещаемых в специальных кассетах в работающий газогенератор. При этом путем сравнения известного первоначального состава кусков топлива

до их поступления в газогенератор и состава извлеченных кусков можно было судить о происшедших превращениях топлива в газогенераторе.

Указанный метод извлечения и анализов кусков топлива из газогенератора, для суждения о характере протекающего процесса, известен в газогенераторной технике и им иногда пользуются в испытательной и исследовательской практике. При этом куски топлива извлекаются из газогенератора или во время его работы, или после остановки.



Фиг. 1. Исследуемый кусок торфа в кассете.

В последнем случае имеет место известное искажение действительной картины изменения состава топлива, так как имеющийся в газогенераторе запас аккумулированного тепла в слое топлива и в футеровке, а иногда и подсос воздуха, вызывает продолжение процессов термической его переработки, благодаря чему извлеченный кусок имеет несколько отличный состав от куска топлива, находящегося в газогенераторе до его остановки. При этом в кусках, извлеченных из нижних слоев топлива, процесс их изменений будет показан несколько глубже действительного изменения, и наоборот, в верхних слоях топлива, где происходит конденсация влаги и смол, выделившихся из нижних слоев, будет иметь место увлажнение и осмоление топлива.

В проведенном исследовании мы старались избежать возможного вышеуказанного искажения и приняли метод извлечения кусков топлива из работающего газогенератора.

Техника исследования заключалась в том, что из испытуемой партии торфа отбирался ряд экспериментальных торфяных кирпичей. Далее каждый кирпич разделялся на две равные половинки так же, как это делается и для всего применяемого в газогенераторе ОГ-16 торфа.

Состав по анализу одной из половинок исследуемого торфяного кирпича принимался за первоначальный его состав. Вторая же половинка куска помещалась в специальную кассету, представляющую из себя каркас, изготовленный из проволоки диаметром 5 мм (фиг. 1).

Кассеты на свободно подвешенных тросах, пропущенных через крышку топливозагрузочного люка, помещались в слой топлива и двигались вместе со слоем. Через заранее установленные промежуточные времена на определенной глубине шахты кассеты с помощью тросов извлекались из газогенератора; вынутые из кассет куски сразу же помещались в эксикатор и затем подвергались анализу.

Необходимыми предпосылками возможности применения настоящего метода были следующие положения:

1. Обе половинки кусков топлива должны быть достаточно близки по своему составу.

Это обстоятельство было проверено рядом выборочных анализов обеих половинок кусков топлива.

Анализы показали вполне достаточную для наших целей сходимость состава половинок. Например, для наиболее нестабильного элемента топлива — его влажности, данные приведены в табл. 1.

Таблица 1

Разница влагосодержания в двух половинках кусков торфа (в процентах)

Влажность 1-й половины	Влажность 2-й половины	Разница	
		(абсолютная)	относительная
19,5	20,0	+0,5	+2,5
17,5	18,5	+1,0	+5,7
18,5	18,5	0,0	0,0
18,5	18,5	0,0	0,0
20,0	20,0	0,0	0,0
18,0	18,0	0,0	0,0
20,0	19,5	-0,5	-2,5
19,0	18,5	-0,5	-2,6
23,0	24,0	+1,0	+4,4
18,5	19,0	+0,5	+2,7
30,5	27,5	-3,0	-9,8
29,0	30,0	+1,0	+3,4
30,0	28,0	-2,0	-6,7
31,5	30,5	-1,0	-3,2
27,5	27,5	0,0	0,0

Вместе с тем, из указанной таблицы видно, что при возрастании влажности в топливе имеет место большое расхождение влагосодержания его половинок. Таким образом, точность исследования с увеличением влажности топлива уменьшается.

2. Выбранные экспериментальные куски должны быть по своим геометрическим размерам, влажности и зольности возможно близки к средним их значениям в испытуемой партии топлива. Только тогда результаты исследования отдельных кусков можно распространить на весь слой топлива. Поэтому на выполнение данного условия обращалось необходимое внимание.

3. Помещение кусков топлива в кассету не должно вызывать сколько-нибудь значительного изменения их поведения по сравнению со «свободными» кусками и всем слоем.

Для проверки этого несколько раз были проведены контрольные выемы из газогенератора кусков топлива, находившихся на том же

уровне, что и кассета. Контрольные анализы не показали значительной разницы в составе «свободных» кусков и кусков в кассете.

Следует отметить, что операции выема кусков на уровне ниже I-го ряда фурм, после того как была произведена следующая загрузка топлива, представляла физические трудности и нередко были случаи, когда тросы обрывались и экспериментальные куски «гибли». Иногда при извлечении кусков происходило их рассыпание. Поэтому полученные данные по составу кусков, извлеченных с большой глубины, следует считать менее надежными. Однако для наших целей при установлении общей картины термической подготовки топлива мы не претендовали на большую точность.

Опыты по изучению термической подготовки топлива были проведены при номинальной производительности газогенераторной установки (204—219 $\text{м}^3/\text{час}$ газа) без применения отвода парогазовой смеси в вытяжную трубу при использовании торфа влажностью 22—25%, и на режимах с отводом парогазовой смеси при газификации торфа с $W^p = 43,5\text{—}49\%$. При этом количество газа, насыщенного парами воды (парогазовая смесь), в данных опытах лежало в пределах от 33,8 для меньшей влажности топлива и до 42,4 $\text{м}^3/\text{час}$ для большей.

Были также поставлены опыты по изучению влияния на процесс подготовки топлива высоты слоя и времени пребывания его в бункере газогенератора.

При этом, так как время пребывания кусков топлива в бункере различно и зависит от их первоначального расположения (вверху или внизу) в загрузочной бадье, а потом в газогенераторе, расчетное время пребывания их в газогенераторе принималось средним

2. Результаты исследования

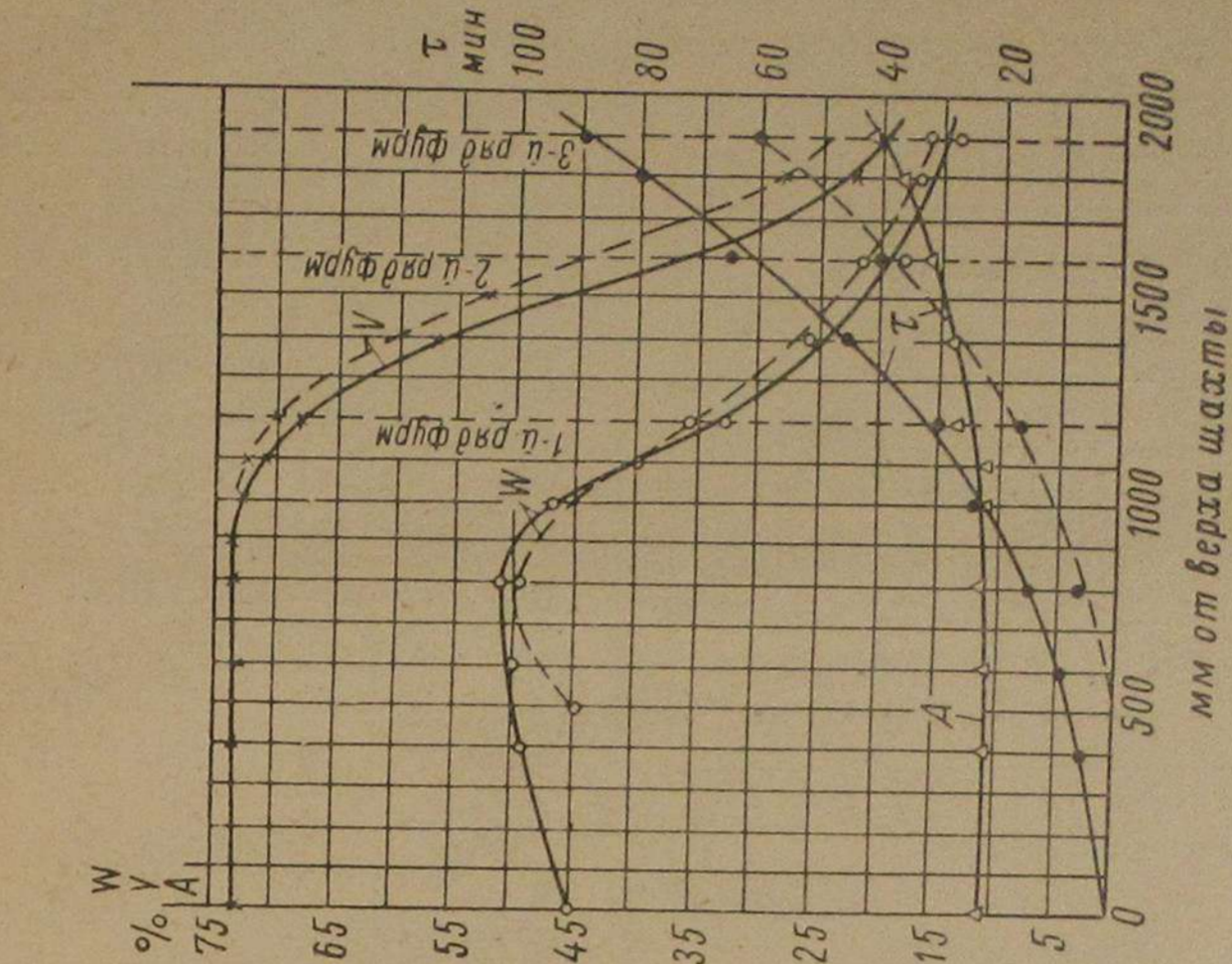
Сводные результаты опытов приведены на фиг. 2, 3, 4 и 5. Рассмотрение их дает возможность установить следующую картину термической подготовки топлива в газогенераторе ОГ-16.

Первой стадией подготовки топлива является его прогрев, причем в случае обычно полностью загруженного бункера газогенератора одновременно с прогревом топлива в верхних его слоях наблюдается явление конденсации на поверхности топлива испаренной в нижней части бункера влаги и повышения суммарной влажности топлива.

На фиг. 2 видно, что на отметках 400—800 мм от верха шахты газогенератора влажность торфа с 22% (первоначальных) возросла до 24—27%, а на фиг. 3 — с 45 до 50—51%.

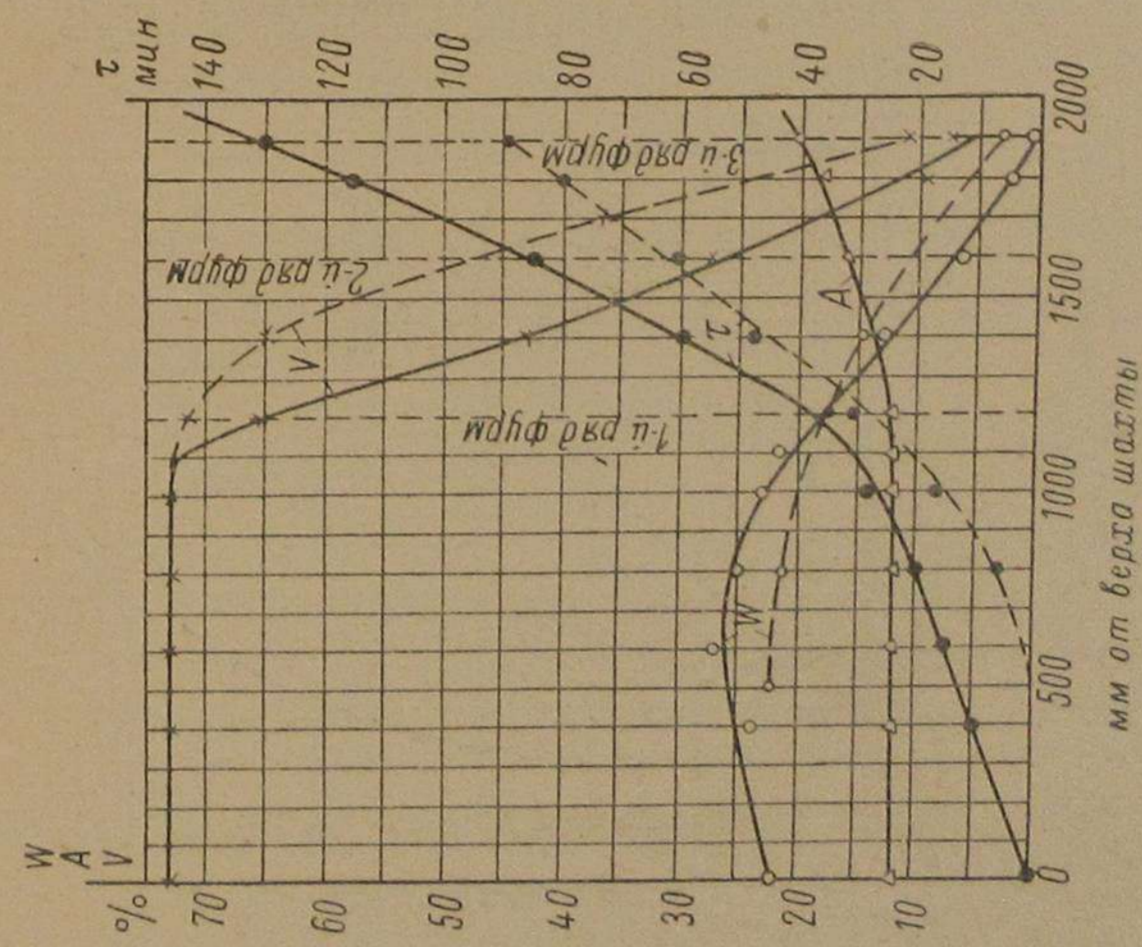
Таким образом, следует констатировать, что в верхней части бункера сушка топлива не происходит и уменьшение влаги в топливе начинается только на глубине 1000—1100 мм от верха газогенератора, т. е. при подходе слоя к первому подготовительному ряду рабочих фурм.

На уровне первого ряда фурм падение влажности топлива достигает в случае «сухого» торфа до 18% и при влажном торфе — до 33%.



Фиг. 3. Изменение состава торфа (влажность, зольность, летучие) по высоте газогенератора ОГ-16 от загрузочного люка до третьего ряда фурм ($W^p = 45\%$).

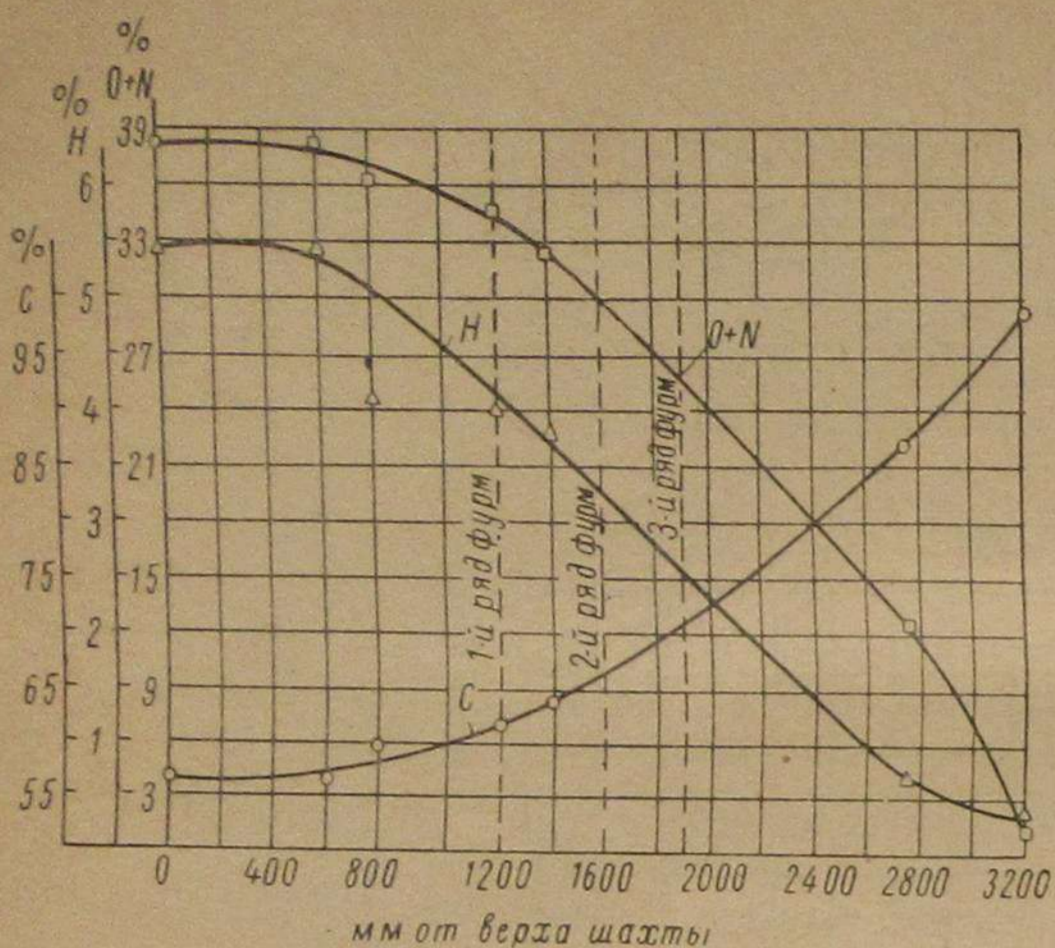
(Условные обозначения те же, что и на фиг. 2).



Фиг. 2. Изменение состава торфа (влажность, зольность, летучие) по высоте газогенератора ОГ-16 от загрузочного люка до третьего ряда фурм ($W^p = 22\%$):

W — влажность торфа; A — зольность; V — содержание летучих; τ — время пребывания топлива в газогенераторе; — — — полное заполнение бункера топливом; — — — половинное заполнение бункера топливом.

На уровне второго ряда фурм в первом случае влажность торфа равна 7%, во втором — 18%. На уровне третьего ряда фурм соответственно 0,7 и 13,7%.

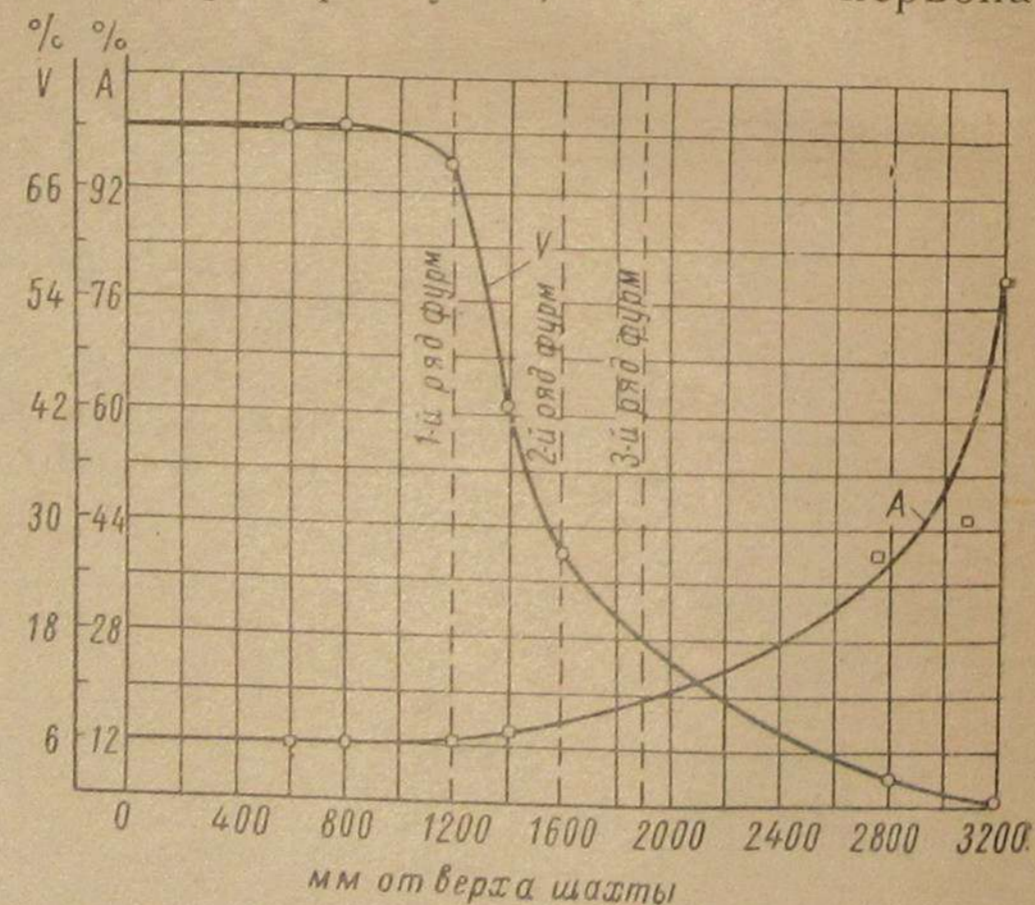


Фиг. 4 Изменение органической части торфа в газогенераторе ОГ-16:

C — содержание углерода; H — содержание водорода; O + N — содержание кислорода и азота.

Интересно отметить, что даже при значительной потере средней влаги в кусках топлива, в середине их влажность все еще может оставаться без изменений, что и показали анализы сердцевин кусков. Например, кусок, имевший первоначальную влажность 45% и высохший в среднем до 33%, в сердцевине куса сохранял прежнюю влажность 45%.

Картина потери топливом летучих показывает, что летучие, по существу, начинают удаляться на уровне первого ряда фурм. На уровне третьего ряда фурм их содержание доходит до 7,6% для «сухого» топлива и до 20% для влажного. Таким образом, процессы коксования топлива также переходят за третий ряд фурм и только ниже газоотборного конуса топливо оказывается практически лишены влаги и летучих.



Фиг. 5. Изменение зольности и содержания летучих по всей высоте газогенератора ОГ-16:

A — зольность; V — содержание летучих.

Отсюда видно, что процесс сушки в бункере газогенератора начинается в нижней его части, в основном протекает в области рабочих фурм в окислительной зоне газогенератора и полностью завершается в поясе фурм только для «сухого» топлива. При влажном же топливе процесс полной его сушки происходит ниже третьего ряда фурм.

К сожалению температурные измерения кусков были немногочисленны, так как термопары очень часто рвались, а в зоне рабочих фурм газогенератора — сгорали.

Полученный экспериментальный материал дает возможность привести нижеследующую схему различных стадий процесса термической подготовки топлива в двухзонном газогенераторе ОГ-16 (фиг. 6).

1. В верхней и средней части бункера газогенератора происходит медленный прогрев топлива и одновременно наблюдается явление поверхностного увлажнения топлива с увеличением его средней влажности.

2. Внизу бункера, на подходе слоя топлива к первому ряду подготовительных фурм, начинается интенсивный прогрев топлива, его сушка и начало удаления летучих.

3. В зоне подготовительных и рабочих фурм происходит интенсивная сушка и удаление летучих. Одновременно на поверхности топлива идет его горение и начинаются процессы газификации.

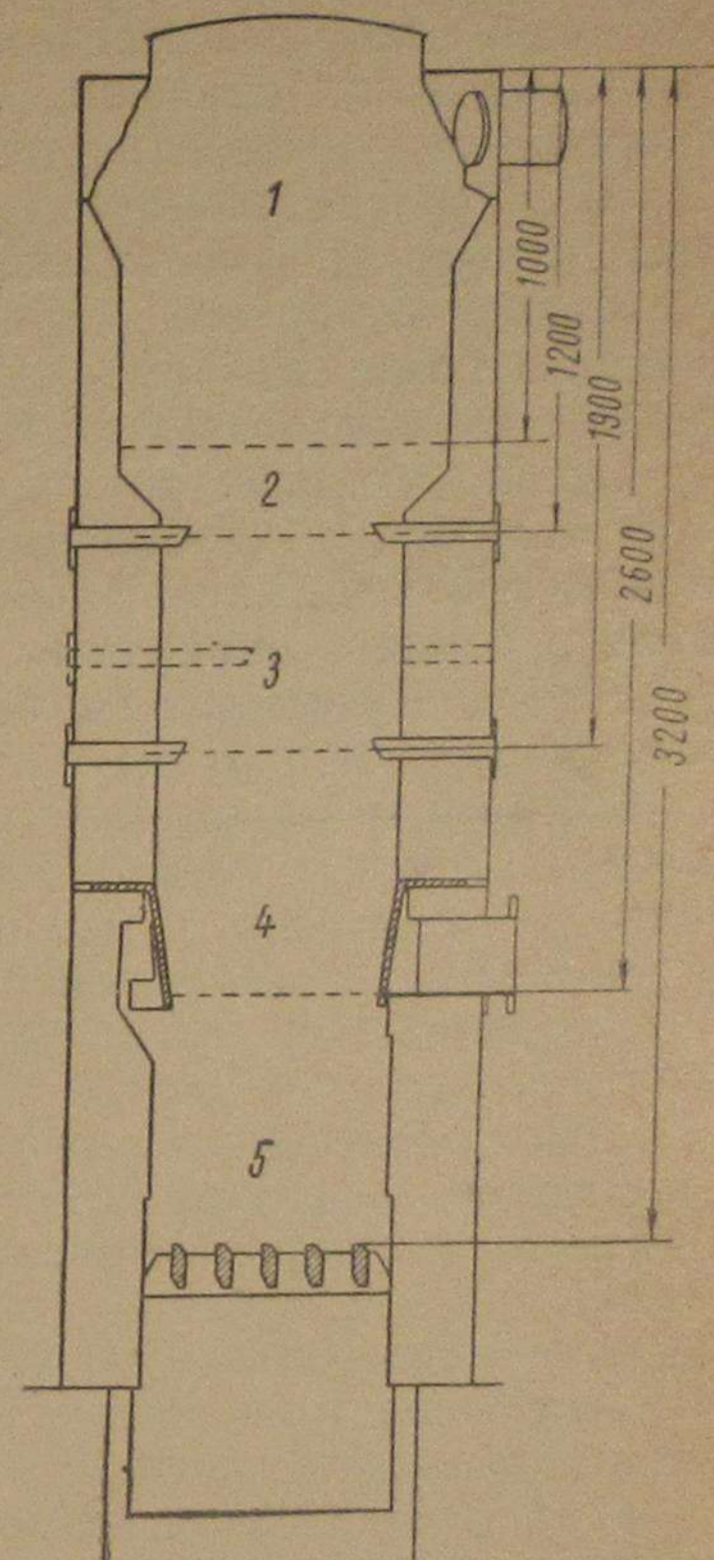
4. Полное завершение сушки топлива и удаление летучих в основном происходит на уровне третьего ряда фурм для «сухого» топлива и ниже этого ряда для топлива повышенной влажности.

5. Газификация коксового остатка топлива по прямому процессу.

2. Внизу бункера, на подходе слоя топлива к первому ряду подготовительных фурм, начинается интенсивный прогрев топлива, его сушка и начало удаления летучих.

3. В зоне подготовительных и рабочих фурм происходит интенсивная сушка и удаление летучих. Одновременно на поверхности топлива идет его горение и начинаются процессы газификации.

4. Полное завершение сушки топлива и удаление летучих в основном происходит на уровне третьего ряда фурм для «сухого» топлива и ниже этого ряда для топлива повышенной влажности.



Фиг. 6. Схема распределения зон термической подготовки торфа в газогенераторе ОГ-16:

1 — прогрев и поверхностное увлажнение топлива; 2 — интенсивный прогрев, сушка топлива и начало выделения летучих; 3 — интенсивная сушка, интенсивное выделение летучих, горение и начало газификации по обращенному процессу; 4 — завершение сушки и выделения летучих, газификация топлива по обращенному процессу; 5 — газификация коксового остатка топлива по прямому процессу.

5. Как видно, различные стадии процесса термической подготовки топлива и, повидимому, также и газификации, накладываются по месту и времени друг на друга и можно, поэтому, говорить только о преимущественном характере той или иной фазы процесса в той или иной части газогенератора.

Исследование показало, что имеет место известная растянутость процесса термической подготовки топлива. Одной из причин этого является сравнительно большой размер кусков применяемого топлива, в среднем составляющий по наибольшему размеру ~ 165 мм (половина торфяного кирпича). Применение меньшего размера топлива позволило бы интенсифицировать процессы термической подготовки топлива (а также и газификации).

Однако большое измельчение торфа повысило бы трудоемкость его заготовки и, главное, увеличило бы количество получаемой при этом мелочи не используемой в газогенераторе, что не могло бы быть в целом экономичным.

Как уже указывалось, были также проведены опыты с половинным заполнением бункера топливом при его загрузках.

Эти опыты (кривые для них показаны на фиг. 2 и 3 пунктиром) показали, что в этом случае явление увлажнения верхних слоев топлива происходит в меньшей степени. Для «сухого» топлива оно нами вообще не было констатировано, а для влажного относительные величины прироста влажности были меньше, чем при полном бункере.

Одновременно анализы кусков показали, что при половинном бункере и, следовательно, намного меньшем времени пребывания в нем топлива процесс сушки топлива значительно не ухудшается и куски топлива, в соответствующих одинаковых координатах шахты газогенератора имеют влажность только на 2—3% в абсолютных значениях большую, чем при полном бункере, причем в этом случае не наблюдалось ухудшения качества газа.

Таким образом, не время пребывания топлива в бункере газогенератора само по себе и не объем бункера как таковой определяют эффективность в нем сушки топлива, а те температурные условия, при которых происходит подготовка топлива.

Из наших опытов, однако, не следует делать выводов о целесообразности уменьшения объема бункера газогенераторов двухзонного и обращенного процесса (их условия работы одинаковы) до минимальной его величины, возможной из условий эффективной термической подготовки топлива.

Объем и высота бункера определяются целым комплексом требований эксплуатационного характера: частотой загрузок топлива, допустимым дымлением газогенератора при загрузках и уменьшением опасности выброса пламени, допустимым нагревом верхней части бункера и топливозагрузочного люка. С учетом всех перечисленных требований объем бункера газогенератора ОГ-16 следует считать достаточно оптимальным.

Необходимо еще указать, что при осуществлении режима термической подготовки топлива путем пропуска через слой топлива в

бункере теплоносителя в виде парогазовой смеси, отводимой в вытяжную трубу, физическое тепло этого теплоносителя используется с максимальной полнотой и экономичностью.

Температура парогазовой смеси составляет на выходе из бункера в среднем 115° С с циклическими колебаниями в пределах одной загрузки топлива от 70 до 160° С, причем минимальное значение температуры относится к моменту после загрузки газогенератора топливом, а максимальное — перед загрузкой.

Как видно из приведенных температур, дальше в использовании физического тепла парогазовой смеси идти уже нецелесообразно и более глубокое ее охлаждение приводило бы к еще большей конденсации паров в верхних слоях топлива бункера газогенератора.

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведенная работа установила, в первом приближении, картину термической подготовки топлива в газогенераторе ОГ-16, показав, что сушка топлива и удаление летучих начинаются только в нижней части бункера и в основном протекают в окислительной зоне газогенератора, завершаясь полностью на уровне третьего ряда фурм, или даже несколько ниже его.

2. Установленная картина термической подготовки топлива показывает, что в газогенераторе нет отдельных зон, где происходит какой-либо один из процессов термической подготовки, и фазы этого процесса налагаются друг на друга по месту и времени, что особенно имеет место в области рабочих фурм, где одновременно происходит сушка, удаление летучих, горение и газификация топлива.

3. Дальнейшая интенсификация процессов термической подготовки может быть произведена за счет уменьшения размеров кусков применяемого топлива. Однако это вызывает увеличение трудоемкости разделки топлива и увеличение количества неиспользуемой в газогенераторе мелочи и экономически будет нецелесообразным.

Оптимальным решением для улучшения термической подготовки топлива и его газификации являлся бы выпуск торфяной промышленности специального газогенераторного топлива соответствующих уменьшенных размеров и установленной кондиции.

4. Исходя только из условий термической подготовки топлива, представляется возможным уменьшить объем бункера газогенератора ОГ-16 и время пребывания в нем топлива.

Однако с учетом всех эксплуатационных требований, предъявляемых к бункеру газогенератора, его объем в двухзонном газогенераторе ОГ-16 можно считать достаточно оптимальным.

5. Осуществленная методика изучения термической подготовки топлива путем анализов кусков топлива, извлекаемых из различных зон работающего газогенератора, в целом себя оправдала (хотя и является трудоемкой) и может быть применена и для других аналогичных исследований.

СОДЕРЖАНИЕ

И. С. Ш и л о в Н. А. А н д р е е в с к и й. Двигатель ЦНИДИ Ч 18/22 широкого народнохозяйственного назначения	3
Ю. В. Р у б и н и н. Испытание газового двигателя ГЧ 18/22	48
Г. Е. Ш е в ц о в. Перевод дизеля Ч 18/22 с камерой в поршне на газожидкостный цикл.	67
Б. А. Х а р и т о н о в. Исследование явления обратных вспышек в газовом двигателе	98
В. В. С а л т ы к о в с к и й, С. Н. С о л о в ь е в. Исследование газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16	125
В. В. С а л т ы к о в с к и й, С. Н. С о л о в ь е в. Термическая подготовка топлива в двухзонном газогенераторе	147

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
37	Табл 6, 3-я графа	d_e	g_e	Корр.
44	Табл. 8, 3-я графа	d_e	g_e	"
51 65	13-я сверху 14-я; 17-я; 18-я сверху	Изменение 2,2—2,35; 1,1—1,0; 0,8—0,75	Измерение 2,2—2,35; 1,1—1,0; 0,8—0,75 кг/см ² ·град	" Авт.
73	Табл. 1, 3-я графа,	17,0	170	Авт.
74	1-я строка 5-я снизу	Ч 28/22	Ч 18/22	Корр.

ЦНИДИ, кн. 30, Заказ 801.

Технический редактор Л. В. Соколова

Корректор В. М. Хорошкевич

Подписано к печати 21/XI 1956 г. М-45080

Формат 60×92^{1/16}

Печ. листов 9,75

Уч.-изд. листов 10,8

Тираж 1000 экз.

Заказ 801.

1-я типография Машгиза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.