

Цена 18 руб.

18636

2017070261

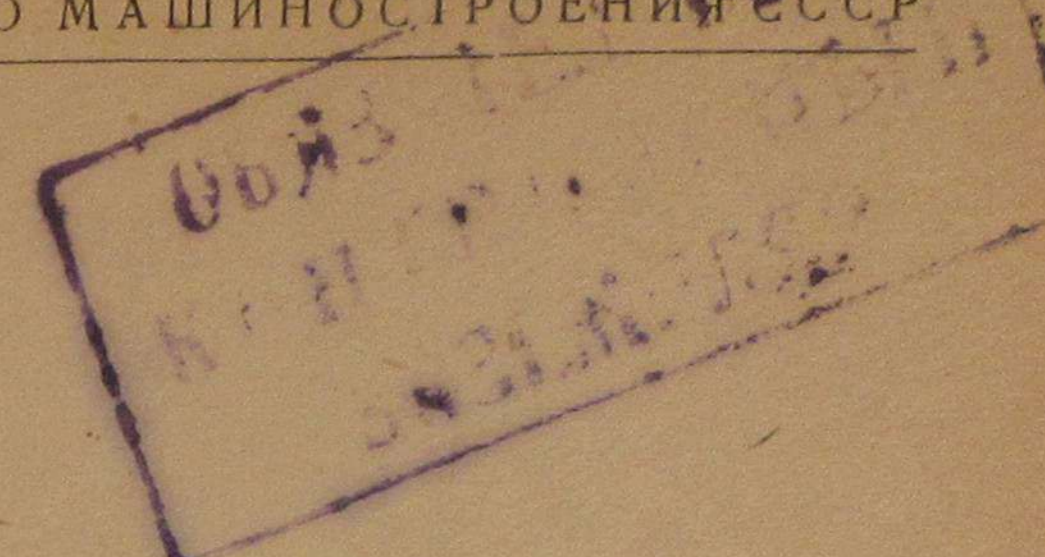


Д 278
407

**ПЕРЕВОД
НЕФТЯНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ
НА
ГАЗООБРАЗНОЕ
ТОПЛИВО**

МАШГИЗ 1946

9 278
407



ПЕРЕВОД НЕФТЯНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
35	17-я сверху	частоты	чистоты	Типогр.
78	Фиг. 72 подпись	эекционного	эжекционного	Типогр.
100	20-сверху	камеру	степень	Авт.
104	4-я сверху	(<i>u, o, p, r, s, t, u, f</i>)	(<i>u, o, p, c, s, t, u, f</i>)	Авт.
135	17-я сверху	объема	объемы	Изд.
224	21-я сверху, 2-я колонка	4	6	Изд.
226	Табл. 1	Опережение зажига- ния в °С	Опережение зажига- ния в град.	Корр.
233	1-я сверху	$\pm 10 \text{ кал/м}^3$	$\pm 10\% \text{ кал/м}^3$	Авт.

К книге „Перевод нефтяных двигателей на газообразное топливо“.
Зак. 185.

9 278
407

УДК
К. И. П.
20.000.000

ПЕРЕВОД
НЕФТЯНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
НА
ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

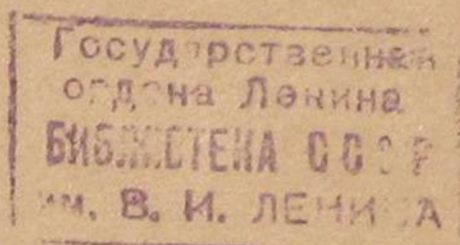
Под редакцией
Я. И. КЕЙМАХА и Ф. А. ПАРФЕНТЬЕВА

В сборнике дается обобщение как иностранного, так и отечественного опыта по переводу нефтяных двигателей на газообразное топливо. Экспериментальный материал отдельных наркоматов, научно-исследовательских институтов и некоторых хозяйственных организаций по работе нефтяных двигателей на газе получил здесь широкое отражение.

В сборнике освещается классификация принципиальных схем перевода нефтяных двигателей на газ, подробно характеризуются преимущества и недостатки этих схем и даются практические указания для наиболее рационального выбора той или иной схемы при переводе нефтяных двигателей на газообразное топливо.



2017070261



46-52739

Редакция литературы по тяжелому и общему машиностроению
Гл. редактор канд. техн. наук В. Б. Гокун.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Перевод нефтяных двигателей на газообразное топливо является важнейшей народнохозяйственной задачей по экономии жидкого топлива и использованию местных видов топлива.

Военная обстановка привлекла особенное внимание к этим вопросам, потребовав расширения ресурсов моторного топлива за счет внедрения новых видов топлива, заменяющих нефть и продукты ее переработки.

Технический прогресс в области автомобильной промышленности, сельского хозяйства и энергетики, предусмотренный четвертой Сталинской пятилеткой, ведёт к тому, что уже нельзя рассчитывать на нефтяную промышленность как на единственный источник снабжения моторным топливом и смазочными маслами.

Теперь задача нефтяной промышленности должна состоять главным образом в производстве наиболее высококачественных видов моторного топлива и смазочных масел (высокооктановый бензин для авиации и легкового автомобильного транспорта, авиационные масла и пр.). Эти высококачественные продукты можно получить из нефти в массовом количестве и гораздо дешевле, чем из других видов сырья.

В нашей стране вопрос об использовании местных видов топлива для двигателей внутреннего сгорания имеет и другую важную сторону.

СССР обладает богатейшими лесными массивами, огромными залежами торфа, бурого угля, сланцев и других видов местного топлива, при наличии которых нецелесообразно загружать транспорт дальними перевозками нефти.

Использование твёрдого топлива в двигателях внутреннего сгорания может быть в виде:

- 1) порошкообразного или пылевидного топлива;
- 2) жидких продуктов перегонки;
- 3) газообразного топлива, получающегося как продукт газификации твёрдого топлива.

Над проблемой применения в двигателях внутреннего сгорания пылеобразного твёрдого топлива уже много лет работали как у нас, так и за границей.

Однако нет особых надежд на благоприятное ее разрешение в ближайшее время. Главное препятствие для этого в том, что регулирование подачи порошкообразного топлива при переменной нагрузке крайне затруднительно, а, кроме того, при пылевидном топливе чрезмерно возрастает износ цилиндрических втулок и поршней.

Твёрдое топливо в сжиженном состоянии пока не нашло у нас применения для двигателей внутреннего сгорания, так как в Советском Союзе еще недостаточно развита промышленная гидрогенизация твёрдого топлива.

В настоящее время можно базироваться на использование твёрдого топлива путём его газификации.

Применение газогенератора хотя и снижает коэффициент полезного действия установки, но несколько меньшая экономичность двигателя, работающего на газе, компенсируется более низкой стоимостью единицы тепла местного твёрдого топлива по сравнению с жидким.

До войны на жидком топливе работало $\frac{2}{3}$ сельских электростанций, свыше 60% транспортных установок, более 30% коммунальных и свыше 20% промышленных установок. Колхозные мельницы, элеваторное и складское хозяйство и мукомольная промышленность потребляют огромное количество жидкого моторного топлива.

Много стационарных нефтяных двигателей сосредоточено даже в лесной промышленности, на лесозаготовках, лесосплаве и лесопильных заводах, что является совершенно недопустимым с точки зрения хозяйственной целесообразности.

Газовый двигатель приобретает в настоящее время особое значение в связи с возрастающей разработкой месторождений естественного газа.

Советский Союз располагает богатейшими запасами естественных газов, исчисляющихся сотнями миллиардов кубометров.

В условиях Отечественной войны началось строительство газопроводов Саратов — Москва и Дашава — Киев, переводящих на газовое топливо промышленные и бытовые нужды крупнейших промышленных центров и всех районов, лежащих на путях газопроводов.

Газ как топливо для двигателей внутреннего сгорания имеет ценные преимущества по сравнению с жидкими топливами, а именно: бездымность горения, малые избытки воздуха для горения, что влияет на повышение мощности двигателя, лёгкость регулирования горения.

Способы перевода двигателей внутреннего сгорания на газ необходимо применять, исходя из местных экономических условий, используя такой вид топлива, который является наиболее дешёвым и наименее дефицитным.

Так, на лесозаготовках и лесосплаве наиболее подходящим видом газогенераторного топлива являются дрова, на торфоразработках — торф, на газопроводных трассах — естественный газ,

в безлесных сельскохозяйственных районах — брикетированная солома, рисовая шелуха и другие отходы сельскохозяйственных культур.

Рациональное использование местных видов топлива, помимо экономии нефти и нефтепродуктов, а также устранения лишних дальних перевозок, создает экономическую независимость района в одном из важных вопросов его хозяйственной деятельности.

За последнее десятилетие и в особенности за годы Отечественной войны проведено много работ по практическому переводу двигателей на газ и по теоретическому изучению этого вопроса как в СССР, так и за границей. В целях оказания помощи хозяйственным организациям Технический отдел Министерства тяжёлого машиностроения собрал и обобщил в настоящем сборнике имеющийся советский и зарубежный опыт.

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ПЕРЕВОДА НЕФТЯНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГАЗ, ИХ ОПИСАНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ ЭТИХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГАЗЕ

Все методы перевода двигателей на газ могут быть распределены на четыре группы:

Первая. Питание нефтяного двигателя вместо жидкого топлива производится газом, который впрыскивается через газовую форсунку в цилиндр, как и жидкое топливо, в определённый момент в конце хода сжатия, перемешивается с воздухом, самовоспламеняется и сгорает. При этом принимается во внимание более высокая температура вспышки газа и возможность надёжного зажигания горючего при переменном режиме двигателя. В данном случае степень сжатия должна быть немного повышена.

Вторая. Питание двигателя горючим газом производится в начале хода сжатия; если употребляется запальное жидкое топливо, то степень сжатия остается прежней, если же добавляется устройство для зажигания, то степень сжатия соответственно уменьшается.

Третья. Нефтяной двигатель переводится на работу по циклу Отто с подводом горючего газа на протяжении хода всасывания, для чего уменьшается (так же, как и во втором случае) соответственно степень сжатия и добавляются устройства для зажигания.

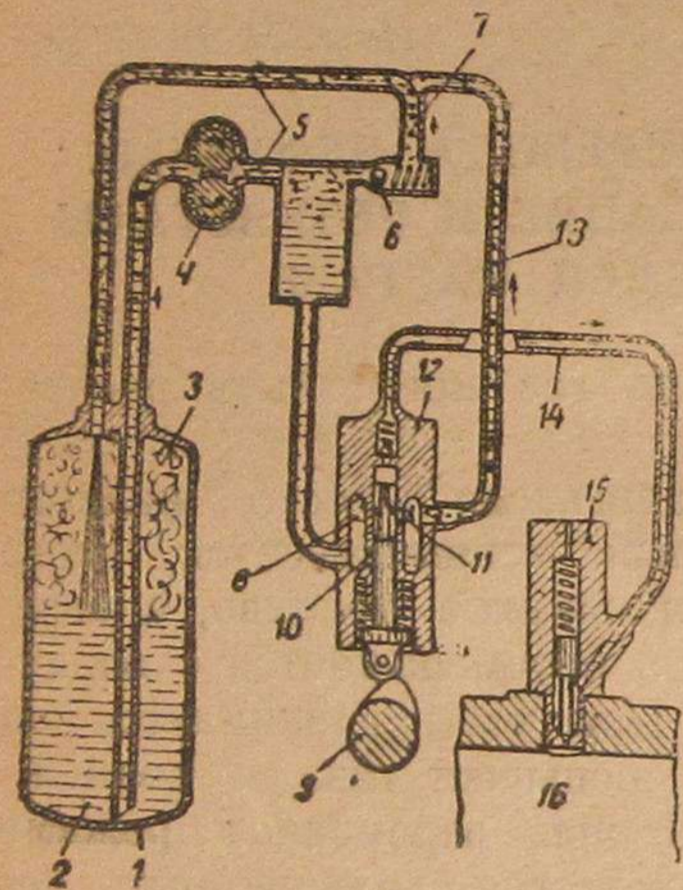
Четвёртая. Нефтяной двигатель переводится на работу по смешанному циклу Отто-Дизель с подводом горючего газа на протяжении хода всасывания, но разница от предыдущего заключается в том, что степень сжатия остаётся прежней и вместо специального добавочного устройства для зажигания остаётся нефтяная питательная система, которая впрыскивает в конце хода сжатия определённую порцию нефти для запала и зажигания газо-воздушной смеси.

Ознакомимся с работой нефтяного двигателя на газе по каждой группе в отдельности.

1. РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ НА ГАЗЕ С ЕГО ПОДВОДОМ В КОНЦЕ ХОДА СЖАТИЯ (ГАЗОВЫЙ ДИЗЕЛЬ)

Одним из способов перевода нефтяного двигателя на газ по первой группе может быть способ питания двигателя сжиженным газом, который впрыскивается топливным насосом, аналогично подаче жидкого дизельного топлива, через форсунку непосредственно в цилиндр (фиг. 1). Давление газа, под которым он подводится к насосу, должно быть выше, чем давление паров во всасывающем пространстве насоса. Впрыснутый сжиженный газ испаряется только в цилиндре.

Для осуществления питания дизеля жидким газом необходимо переделать и изменить обычные впрыскивающие устройства. Эти



Фиг. 1. Схема подачи жидкого газа в цилиндры двигателя:

1—баллон жидкого газа; 2—жидкое состояние газа; 3—парообразное состояние газа; 4—вспомогательный зубчатый насос; 5—циркуляция газа; 6—клапан избыточного давления; 7—отвод парообразного газа из отделителя; 8—всасывающая камера; 9—привод насоса; 10—всасывающий канал; 11—отсечной канал; 12—впрыскивающий насос; 13—отводящий газопаровой трубопровод из всасывающей камеры впрыскивающего насоса; 14—впрыскивающий трубопровод; 15—форсунка; 16—рабочая камера двигателя.

переделки связаны с потребностью в увеличении подачи топливного насоса в связи с малым удельным весом сжиженного газа (0,54 кг/л). Необходимость переделки впрыскивающих устройств затрудняет быстрый переход двигателя с жидкого топлива на сжиженный газ и обратно и препятствует внедрению данного способа в широком масштабе.

Наиболее простым способом работы дизеля по первой группе может быть способ подачи в цилиндр двигателя через форсунку не сжиженного газа, а газа, находящегося в газообразном состоянии. Давление газа, впрыскиваемого в цилиндр, может быть принято около 60—70 ати. Этого давления при давлении сжатия около 33—40 ати должно быть вполне достаточно для хорошего смесеобразования в камере сжатия двигателя¹.

Компрессор повышает давление газа до 60—70 ати и направляет его к газовым форсункам двигателя.

В самом дизеле переход на газообразное горючее вызывает следующие изменения:

¹ Лебедев С. Е., Работа дизеля на газообразном топливе. „Дизелестроение“ № 4, 1935, стр. 3—11.

1. Снимается форсунка для жидкого топлива и вместо неё устанавливается газовая форсунка.

2. В бескомпрессорных двигателях ставится компрессор для подачи под давлением газа к форсунке.

В компрессорном же двигателе для этой цели используется компрессор для осуществления распыла жидкого горючего.

3. Для управления газовой форсункой используется топливный насос, который работает обычным порядком, с той только разницей, что сжимаемая насосом жидкость (масло, а не нефть) производит давление на особый поршень, который держит открытой форсунку на протяжении всего времени подачи масла насосом (аналогично компрессорной форсунке завода Крупп). Связь топливного насоса с регулятором остаётся прежней и продолжительность впрыскивания газа в цилиндр соответствует продолжительности подачи масла насосом.

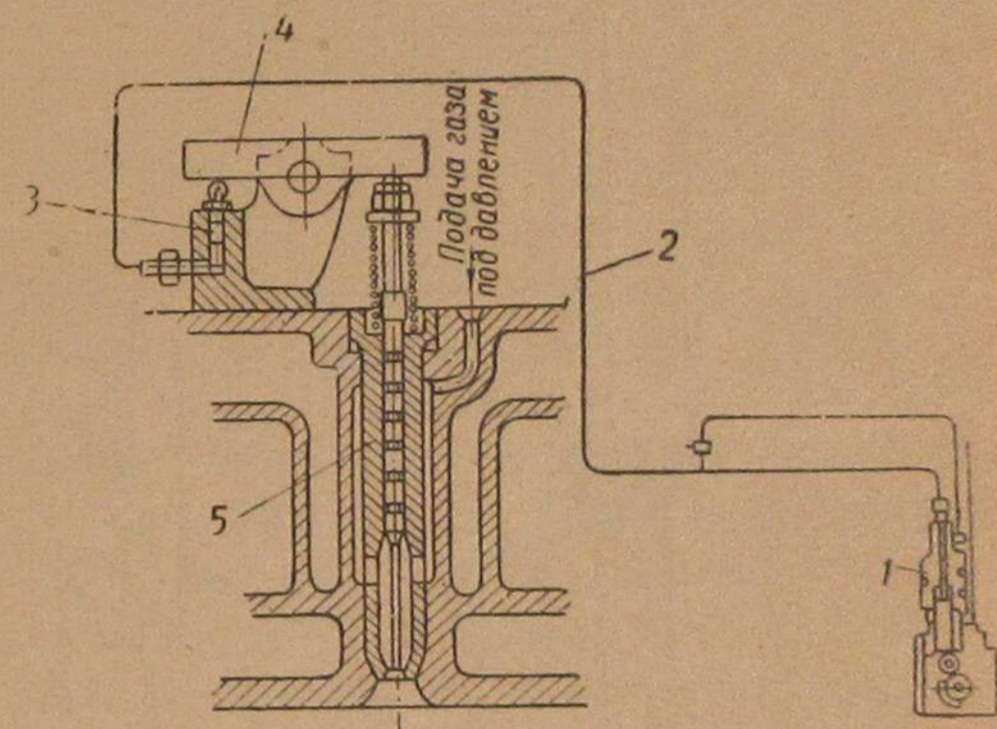
Из нагнетательного маслопровода масло перетекает во всасывающий через особый клапан, рассчитанный на давление 100 ати.

Рассматриваемая схема управления газовой форсункой изображена на фиг. 2.

Способ питания двигателя газом в конце хода сжатия был применён ещё Рудольфом Дизелем, пытавшимся создать газовый двигатель постепенного сгорания, который был бы по своей экономичности одинаков с двигателем Дизеля жидкого топлива (см. Гюльднер, Двигатели внутреннего сгорания, том II, 1928, стр. 790).

Вместо жидкого топлива в этом двигателе в цилиндр вдувался через игольчатый клапан сжатый до высокого давления светильный газ, который воспламенялся от соприкосновения со сжатым воздухом. Постоянные неудачи при испытаниях этого способа заставили вводить целый ряд изменений в первоначальную схему и этим самым отходить от основного принципа схемы, т. е. питания дизеля газом в конце сжатия.

Так, например, для лучшего воспламенения газа в рабочий цилиндр засасывалась вместо чистого воздуха бедная смесь, в которую затем дополнительно подавался газ, и смесь благодаря этому становилась более способной к воспламенению.



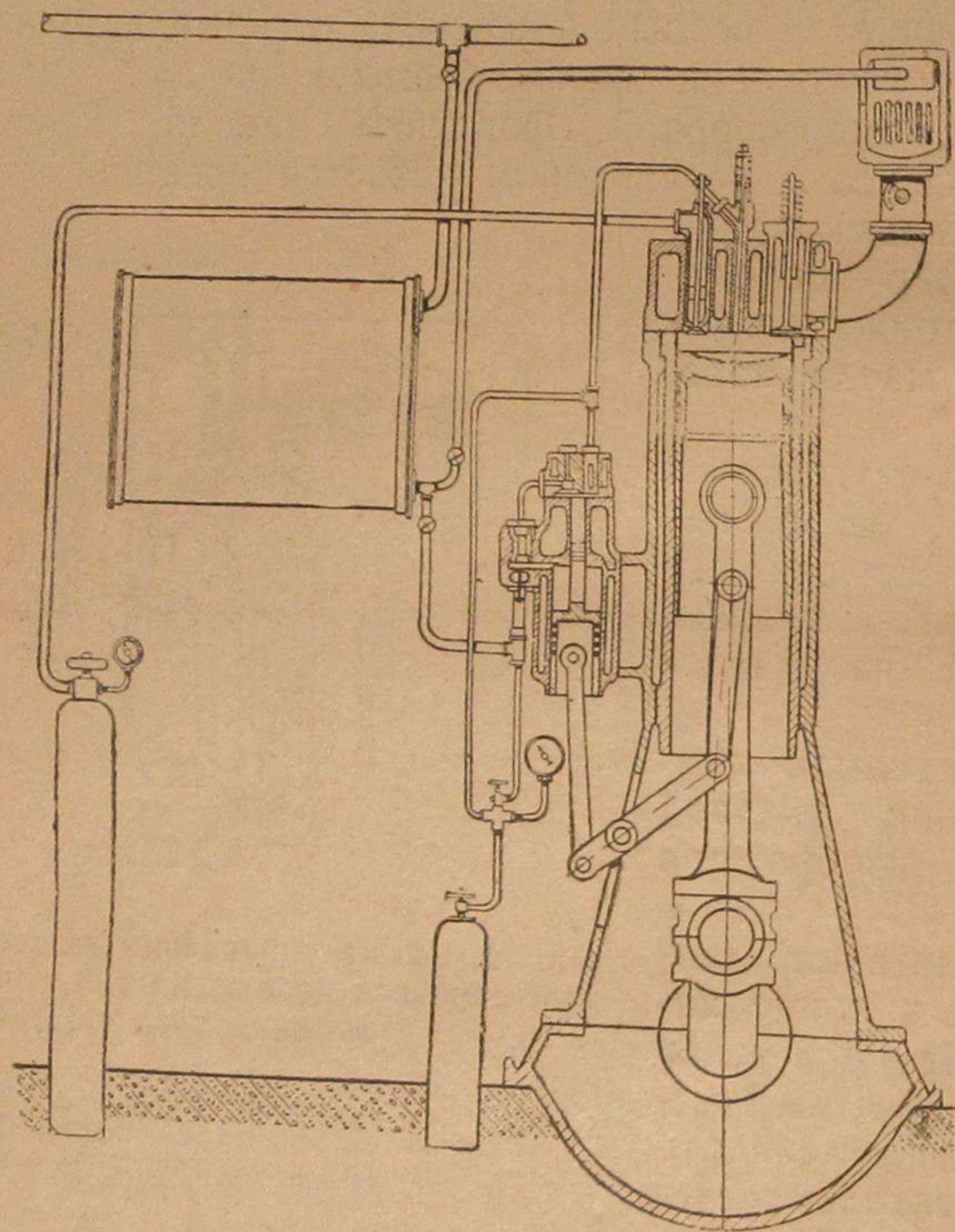
Фиг. 2. Схема управления газовой форсункой при переводе дизеля на газ с подводом газа в конце хода сжатия:

1—обычный топливный насос дизеля; 2—маслопровод; 3—плунжер механизма управления; 4—рычаг механизма управления; 5—газовая форсунка. Схема аналогична компрессорной форсунке завода Крупп.

Неудачи и этого метода уже в то время привели Дизеля к применению «запального топлива» для надёжного самовоспламенения газо-воздушной смеси.

В 1934 г. к осуществлению идеи газового дизеля без дополнительных средств воспламенения газа вернулся в МВТУ проф. Мазинг.

На фиг. 3 представлена схема питания двигателя газом, с его подводом в конце сжатия, осуществлённая лабораторией двига-



Фиг. 3. Схема питания дизеля газом в конце хода сжатия по типу проф. Мазинга.

телей внутреннего сгорания МВТУ в 1934 г. под руководством проф. Мазинга Е. К. Для этого опыта был взят компрессорный четырёхтактный одноцилиндровый двигатель Дизеля завода Зульцер выпуска 1912 г., мощностью в 40 л. с. при 200 об/мин. В этой схеме высококалорийный газ городской московской сети, теплопроводности 4080 кал/м^3 , подводился ко всасывающему клапану компрессора через большой резервуар для заглушения колебания давления при всасывании. Из компрессора сжатый газ поступал непосредственно в форсунку. Для заглушения колебаний давления вдуваемого газа и создания некоторого запаса его, необходимого для пуска, в ответвление форсуночного трубопровода помещён баллон.

Регулирование количества подаваемого компрессором газа производилось путём перепуска его обратно во всасывающий трубопровод. Для этого в расположенной у баллона крестовине был помещён нагруженный пружиной клапан. Изменяя затяжку его пружины, можно поддерживать в баллоне довольно постоянное давление произвольной величины, вне зависимости от расхода газа. Изменение количества подаваемого в цилиндр газа производилось регулятором, воздействовавшим на подъём и продолжительность открытия форсуночной иглы.

Основной трудностью процесса рассматриваемой схемы являлось плохое и ненадёжное самовоспламенение вдуваемого газа. Ненадёжное самовоспламенение являлось следствием недостаточной температуры в конце сжатия для газового топлива. Поэтому для повышения её была увеличена степень сжатия до 16,1, что практически являлось пределом этой величины, так как давление конца сжатия поднялось уже до 39—40 ат. Однако, степень сжатия 16,1 не дала в конце сжатия температуры, достаточной для надёжного самовоспламенения топлива. Дальнейшее увеличение температуры в конце сжатия можно было бы получить путём подогрева вдуваемого газа, или путём подогрева всасываемого воздуха, или при помощи искусственного увеличения количества остаточных газов. Ввиду того что первые два способа требовали значительных конструктивных изменений, то от них после лабораторных испытаний отказались, и был осуществлён третий способ увеличения температуры в конце сжатия при помощи искусственного увеличения количества остаточных газов. Увеличение количества остаточных газов было осуществлено дополнительным сухарём на выхлопном кулачке, приоткрывающем выхлопной клапан во время всасывания. Этот способ хотя и несовершенен, так как вызывал ухудшение процесса, но для поставленной задачи был применим. Однако одного увеличения температуры, производимого подсосываемыми выхлопными газами, оказалось недостаточно.

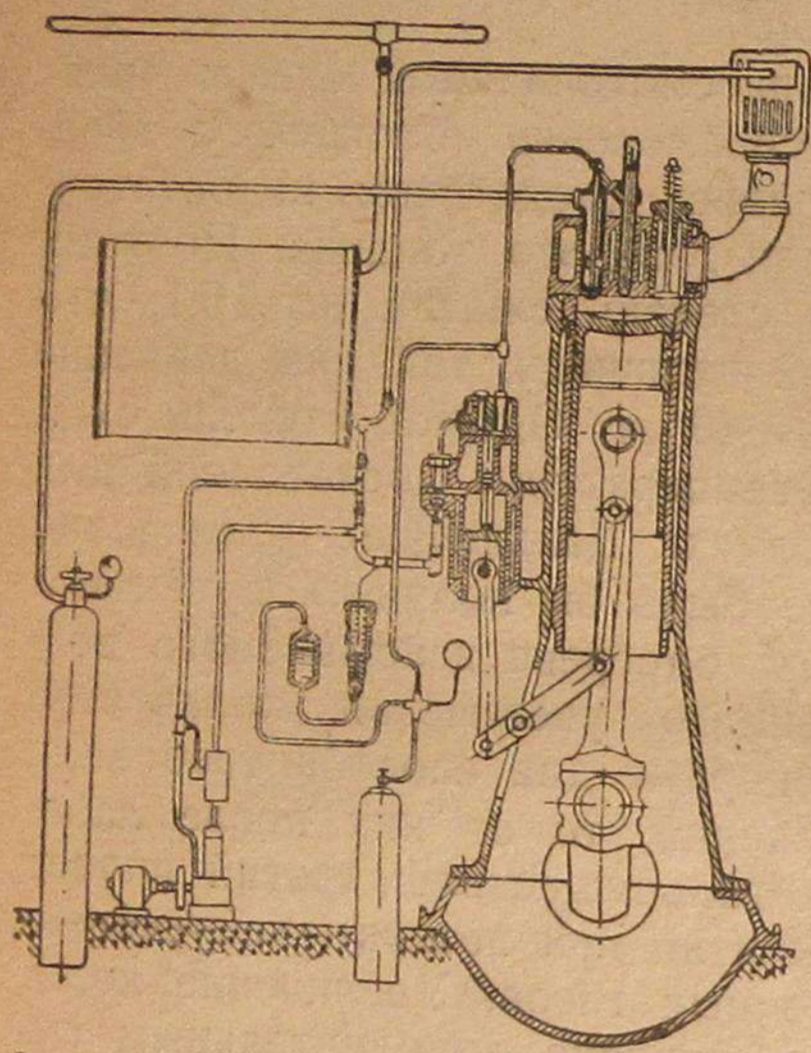
Удовлетворительные результаты удалось получить только при соединении подсоса выхлопных газов с заполнением цилиндра бедной смесью. Бедная смесь, самовоспламенившись в конце сжатия, воспламеняла вдуваемый форсуночный газ, благодаря чему вспышка всегда происходила надёжно и своевременно.

При такой работе мощность двигателя была ограничена недостаточной подачей газа компрессором. Увеличение же засоса газа с воздухом вызывало преждевременные вспышки и чрезмерное перенапряжение деталей двигателя. Поэтому было решено повысить производительность компрессора в обстановке лаборатории самым простым способом, применив наддув его первой ступени, т. е. было решено добавить к существующим двум ступеням третью. Такое переустройство установки было осуществлено и показано на фиг. 4.

В качестве первой ступени был взят одноцилиндровый бензиновый мотор, кулачки распределительного вала которого были изменены таким образом, что всасывающий и выхлопной клапаны

открывались при каждом обороте коленчатого вала, причём открытие выхлопного клапана, служившего нагнетательным, происходило сразу после закрытия всасывающего.

Газ, выталкиваемый поршнем воздуходувки, поступал без охлаждения в промежуточный ресивер и затем уже в первую ступень компрессора дизеля. Полученная таким образом воздуходувка, поднимавшая давление газа перед компрессором не более чем на 0,6 ати, приводилась в движение электромотором. Регули-



Фиг. 4. Схема питания дизеля газом в конце хода сжатия по типу проф. Мазинга с дополнительным повышением количества подаваемого газа.

рование давления, а следовательно, и количества подаваемого воздуходувкой газа производилось или изменением числа оборотов электромотора или частичным перепуском газа из ресивера обратно во всасывающую линию.

Изложенная схема перевода двигателя Дизеля на газ сложна, требует установки при двигателе добавочного компрессора, а также применения дополнительных устройств, усложняющих эксплуатацию и уменьшающих надёжность работы двигателя.

Единственным её достоинством является то, что при работе двигателя на газе по описанной схеме отсутствует потребление жидкого топлива.

Применение же для запала жидкого топлива облегчило бы воспламенение газового топлива в цилиндрах двигателя.

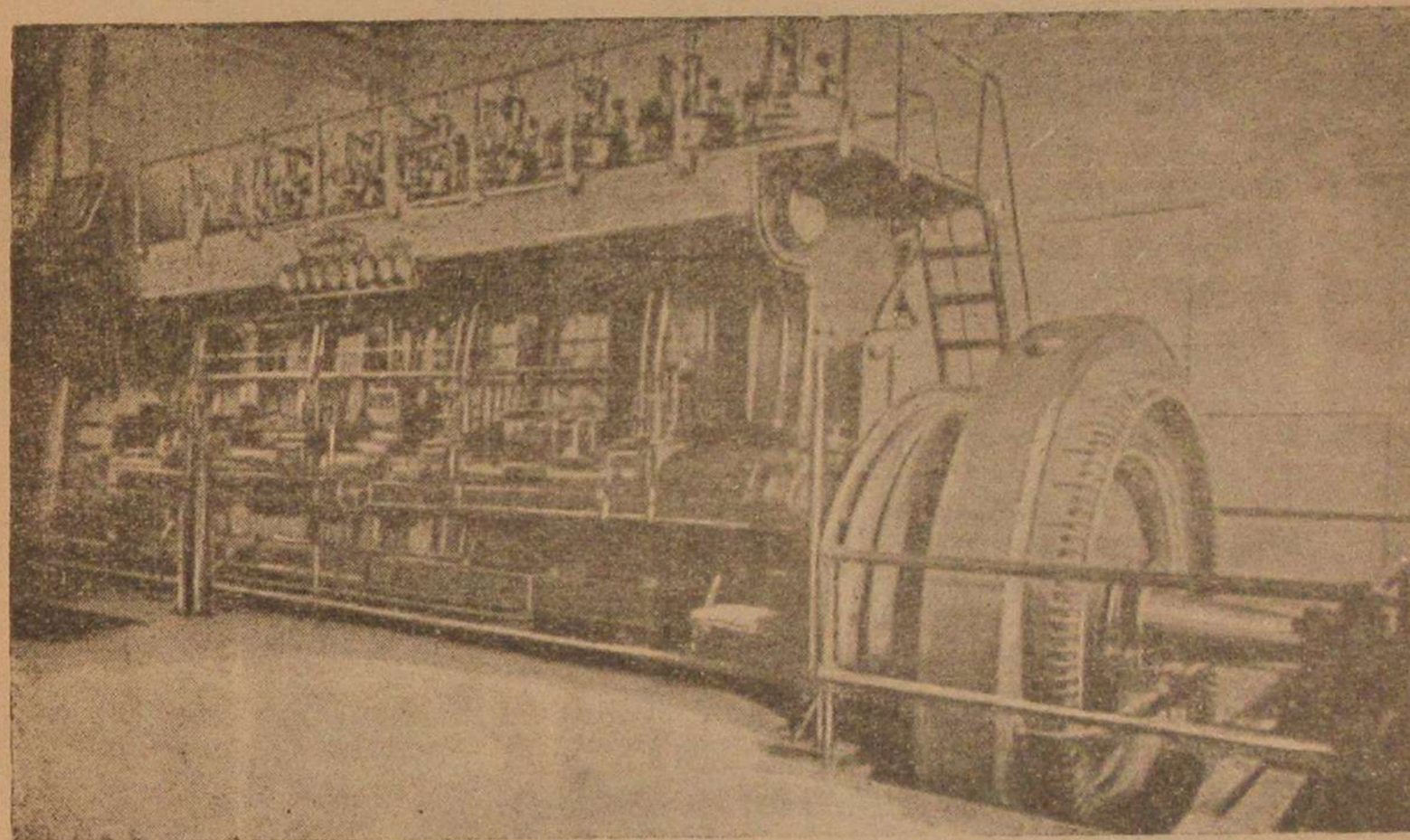
Необходимо отметить, что применение легко воспламеняющегося топлива для воспламенения более трудно воспламеняемого уже давно не является какой-либо новостью. Ещё в 1860-х годах метод воспламенения газа запальным жидким топливом был предложен Сименсом (William Siemens) (см. «Donkin-Gas, Oil and Air Engines», стр. 324).

В дальнейшем этот метод применялся самим Дизелем, когда он встретился с трудностью воспламенения газа при налаживании работы своей машины на газообразном топливе.

Дизель при налаживании работы двигателя на газе добавлял к вдуваемому газу немного (5 г/э. л. с.-ч.) жидкого топлива, которое имеет более низкую температуру самовоспламенения. По этому поводу в патенте, выданном Р. Дизелю в 1898 г., указывалось, что возможность работы двигателя высокого сжатия от самовоспламенения газообразного топлива обеспечивалась путём дополнительного впрыскивания в камеру сгорания жидкого топлива.

Однако проф. Мазинг считал, что метод применения запального топлива для газового дизеля является скорее выходом из положения, чем решением задачи работы двигателя только на газе. Проф. Мазинг поставил задачу — добиться работы двигателя только на газе по принципу газового дизеля и, следовательно, тем или иным способом, без жидкого топлива, устранить основную причину, препятствовавшую нормальной работе двигателя.

Последним способом перевода дизеля на газ с его подводом в конце хода сжатия является способ завода Нордберг в США, который отличается от вышеизложенного способа только тем, что



Фиг. 5. Общий вид двухтактного газового дизеля завода Нордберг в США с подачей газа в конце хода сжатия.

вместе с газом, подводимым в конце хода сжатия, вводится жидкое топливо, которое облегчает воспламенение газового топлива.

Завод Нордберг твёрдо решил использовать уже имеющийся опыт Р. Дизеля по воспламенению газа нефтью и в течение многих лет успешно проводил работы по переводу двигателей Дизеля на естественный газ с теплотворной способностью $Q = 9420 \text{ кал/м}^3$. Первые два двигателя Нордберг на смешанном топливе были установлены в Лаббоке, Тэксасе; третий был установлен в Гринвилле, Тэксасе.

Двигатели Нордберг за последние годы получили широкое распространение как в шести-, так и в восьмицилиндровом исполнении. Одним из таких газовых двухтактных, восьмицилиндровых двигателей завода Нордберг является двигатель, показанный на фиг. 5.

На фиг. 6 дан поперечный разрез газового дизеля Нордберг со схематическим расположением трубопроводов и дополнительного оборудования.

Характеристика наиболее мощного газового дизеля Нордберг следующая:

Мощность двигателя	$N_e = 2250$ л. с.
Число оборотов	$n = 225$ об/мин.
Число цилиндров	$i = 6$.
Число тактов	$\gamma = 2$.
Диаметр цилиндра	$D = 21$ дюйм (533,4 мм).
Ход поршня	$s = 29$ дюймов (736,6 мм).
Степень сжатия	$\epsilon = 12$.
Удельный вес двигателя	$Q = 55$ кг/л. с.
Давление горения максимальное	$P_z = 42$ ат.
Среднее индикаторное давление	$P_i = 8$ ат.

Работа двигателя Нордберг осуществляется следующим образом.

При первом ходе (движение поршня вверх) происходят: 1) продувка и зарядка цилиндра свежим воздухом, 2) сжатие воздуха, 3) впуск сжатого горючего газа и жидкого топлива в цилиндр двигателя.

При втором ходе (движение поршня вниз): 1) горение топлива, 2) расширение продуктов горения, 3) выхлоп отработанных газов, 4) продувка цилиндра.

Как видно, топливом для двигателя Нордберг служит смесь естественного газа и жидкого топлива, вдуваемая в цилиндры в конце хода сжатия.

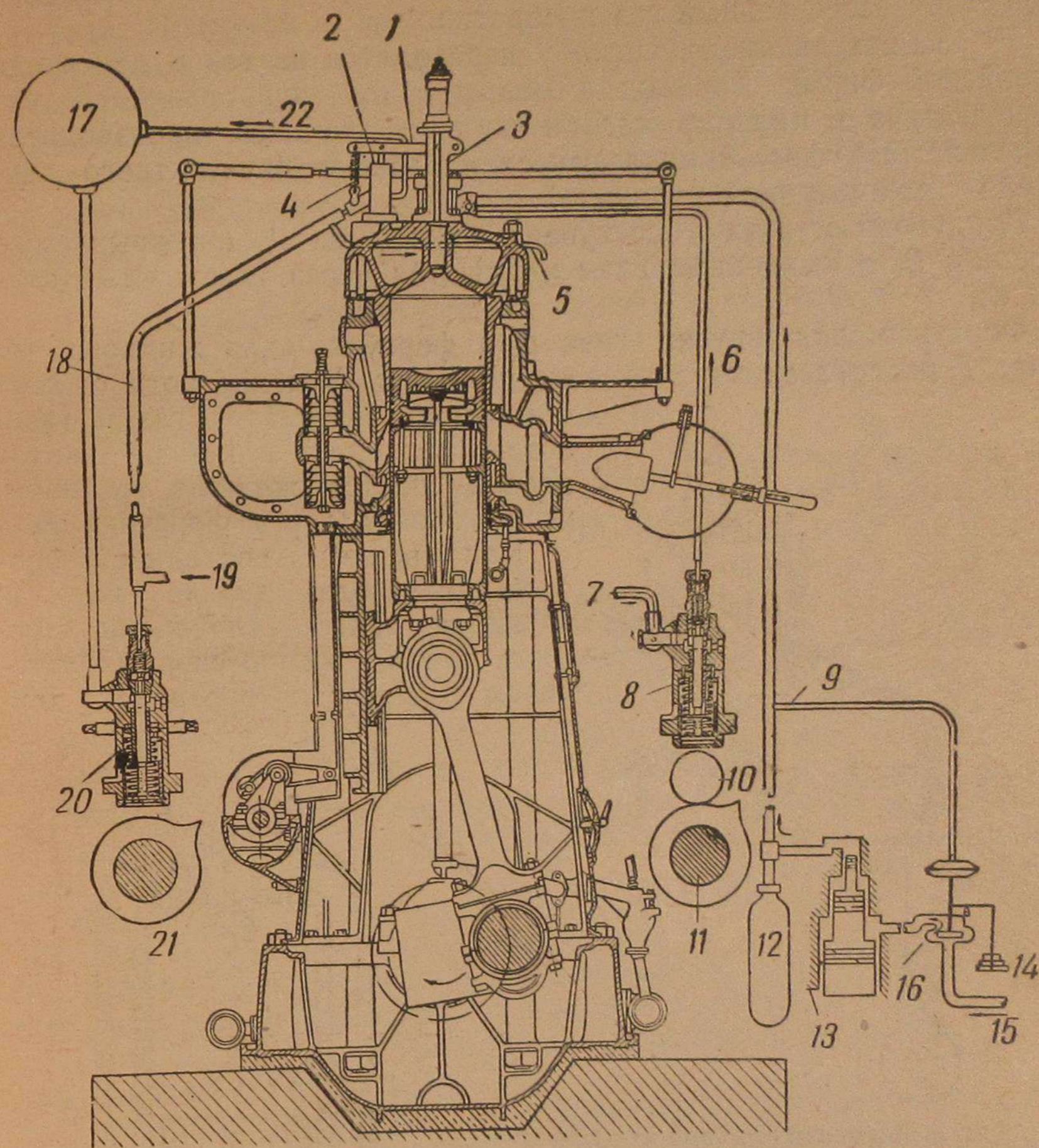
Газ вдувается специальным компрессором через топливный клапан в цилиндры двигателя. Сжатие его происходит до давления 70 кг/см^2 в трёхступенчатом компрессоре.

Подача жидкого топлива производится топливным насосом, приводящимся в движение от распределительного вала. Жидкое топливо вводится в цилиндр двигателя в количестве 5—7% от необходимого для работы двигателя тепла. Регулируется только газ, количество же жидкого топлива подаётся постоянным.

На фиг. 7 представлен схематически механизм подъёма иглы топливной форсунки. Этот механизм состоит: 1) из топливного насоса Бош, предназначенного для подачи масла в цилиндр гидравлического подъёмника, 2) гидравлического подъёмника и 3) трубки, соединяющей масляный насос с гидравлическим подъёмником.

Управляемый распределительным валом плунжер топливного насоса Бош посредством замкнутого столба сжатой жидкости регулирует движение гидравлического подъёмника и иглы форсунки. Изменяя величину нагнетательного хода плунжера масляного насоса, можно изменять и величину подъёма иглы в зависимости от нагрузки двигателя. Быстрая посадка иглы на седло, являющаяся важным условием экономичной работы двигателя, обеспечивается: 1) резкой отсечкой нагнетательного хода плунжера масляного насоса и 2) сильной пружиной иглы топливного клапана.

Продувка цилиндров двигателя осуществляется чистым воздухом посредством обычного продувочного насоса.



Фиг. 6. Поперечный разрез двухтактного газового дизеля завода Нордберг в США с подачей газа в конце хода сжатия:

1 — качающийся рычаг форсуночной иглы; 2 — гидравлический подъёмник, приводящий в действие форсуночную иглу; 3 — форсунка; 4 — пружина; 5 — спускная водяная труба; 6 — трубопровод запального жидкого топлива; 7 — подвод запального жидкого топлива; 8 — насос запального жидкого топлива; 9 — трубопровод регулятора давления; 10 — ролик топливного насоса; 11 — распределительный вал; 12 — газовый баллон; 13 — трёхступенчатый компрессор; 14 — груз; 15 — подвод газа из газового баллона; 16 — клапан регулятора давления; 17 — масляный резервуар; 18 — трубопровод; 19 — вход охлаждающей воды; 20 — насос, управляемый от регулятора Вудворда; 21 — распределительный вал; 22 — отводный трубопровод.

Двухтактный двигатель Нордберг работает экономично без потерь.

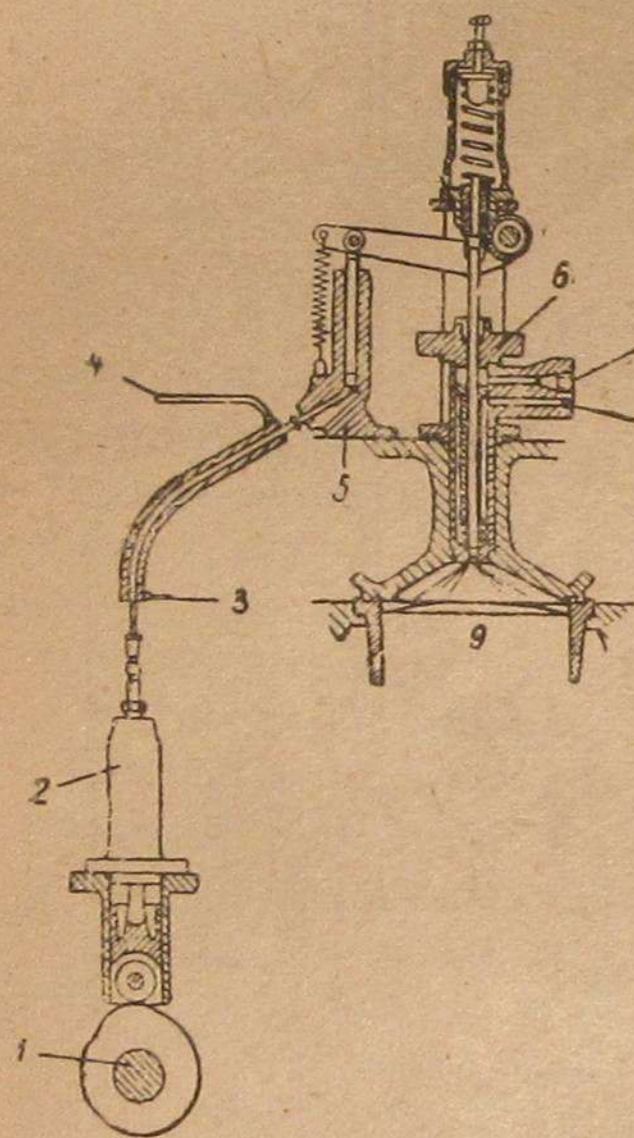
Двигатель Нордберг весьма просто переводится с жидкого топлива на естественный газ и обратно.

По рассматриваемому способу переводятся на газ и двигатели английской фирмы Харланд и Вольф с той лишь разницей, что здесь подача в цилиндр газа и жидкого топлива производится раздельно. На фиг. 8 показана схема такого двухтактного двигателя с прямоточной продувкой.

Продувочный воздух поступает через окна А, перекрываемые поршнем В, а выхлопные газы удаляются через тарельчатый клапан С.

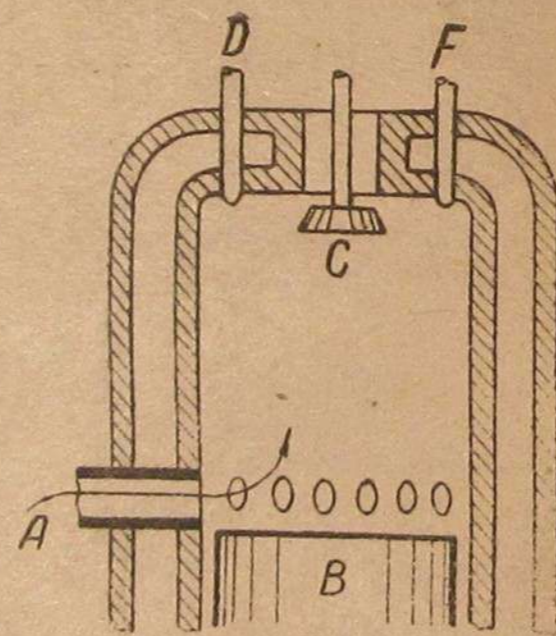
Форсунка для впуска газа D и форсунка для жидкого топлива F располагаются в головке цилиндра. В конце хода сжатия в цилиндр впускается газ и газозвоздушная смесь в камере сжатия воспламеняется жидким топливом, поступающим через форсунку F.

Как видно, последние способы перевода дизеля на газ являются также сложными, требуют мощных компрессорных установок и больших переделок дви-



Фиг. 7. Механизм подъема иглы топливной форсунки двигателя Нордберг:

1 — распределительный вал; 2 — управляющий насос; 3 — вход охлаждающей воды; 4 — выход охлаждающей воды; 5 — гидравлический подъемник, приводящий в действие форсуночную иглу; 6 — топливная форсунка; 7 — вход газа; 8 — вход запального жидкого топлива; 9 — цилиндр двигателя.



Фиг. 8. Схема двухтактного газового дизеля фирмы Харланд и Вольф с раздельной подачей газа и жидкого топлива.

гателя. В отличие от способа Мазинга здесь требуется жидкое топливо.

II. РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ НА ГАЗЕ С ЕГО ПОДВОДОМ В НАЧАЛЕ ХОДА СЖАТИЯ (НАДДУВ ГОРЮЧИМ ГАЗОМ)

По данной схеме наиболее целесообразно переводить на газ двухтактные двигатели. Двухтактный процесс в этих двигателях может быть осуществлён двумя способами.

Первый способ, устаревший и редко применяемый, состоит в том, что газ и воздух смешиваются в смесительном клапане или продувочно-зарядном насосе перед поступлением в цилиндр двигателя. Продувка и зарядка цилиндра производятся смесью газа с воздухом через продувочные окна. При этом большое количество газа (до $\frac{1}{3}$) уходит в выхлоп вместе с отработавшими газами и продувочным воздухом, почему такие двигатели очень неэкономичны. Расход тепла в них, по данным зарубежных фирм, подтверждающимся в последнее время отечественными данными (опыты МВТУ), составляет 3350—3500 кал/э. л. с.-ч. против 2500 кал/э. л. с.-ч. (в среднем) в четырёхтактном двигателе.

Второй, современный способ состоит в раздельной подаче газа и воздуха и продувке цилиндра одним воздухом. Для этого в начале хода сжатия через специальный клапан-форсунку под небольшим давлением (2—4 ат) вдувается газ.

Экономичность второго способа значительно выше, так как потерь газа при продувке нет.

а) На фиг. 9 представлена схема двухтактного двигателя английской фирмы Харланд и Вольф, который переведён для работы на газе по схеме его подвода в начале хода сжатия, т. е. с наддувом горючим газом. Двигатель этот может работать как на жидком, так и на газообразном топливах, не требуя изменения давления сжатия.

Работа этого двигателя протекает следующим образом. Продувочный воздух поступает через окна А, перекрываемые поршнем В, а выхлопные газы удаляются через тарельчатый клапан С.

Подвод горючего газа в цилиндр может быть сделан двойко, что и показано на фиг. 9.

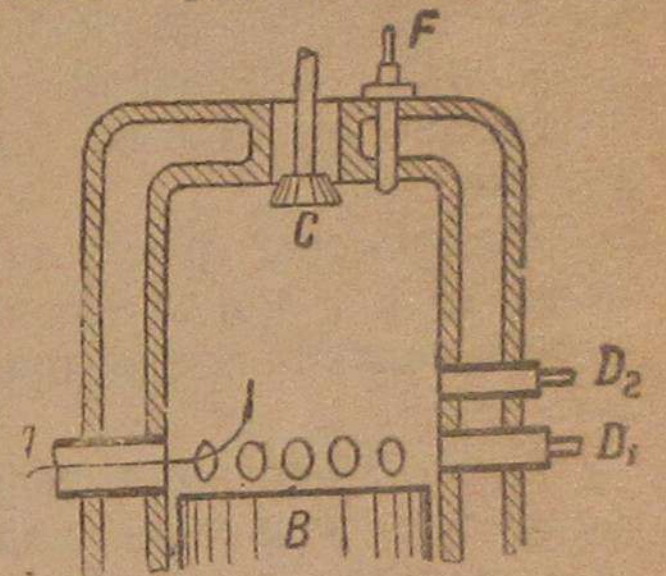
В первом случае клапан для впуска газа D_1 располагается в нижней части цилиндра, в одной плоскости с продувочными окнами.

Во втором случае клапан для впуска газа D_2 располагается в нижней части цилиндра, но в плоскости выше расположения продувочных окон. Жидкое топливо подаётся через форсунку F.

Таким образом, при работе двигателя на смешанном топливе в первом случае газ впускается автоматически одновременно с продувочным воздухом.

Во втором случае, при расположении клапана в D_2 , газ поступает под давлением в начале хода сжатия, после того как закроются окна А и выхлопной клапан С.

В первом и во втором случаях смесь воспламеняется жидким топливом, поступающим через форсунку F, при положении поршня в в. м. т. или около неё. Если двигатель работает только на газе, форсунка F вынимается и на её место ставятся приборы зажигания при соответствующем снижении степени сжатия.



Фиг. 9. Схема двухтактного двигателя фирмы Харланд и Вольф, переведённого на газ, с подводом его в начале хода сжатия.

При расположении клапана для впуска газа на уровне продувочных окон двигатель будет менее экономичным, так как $\frac{1}{3}$ газа должна будет уходить наружу вместе с продувочным воздухом.

Таким образом, наиболее экономичным способом подвода газа по этой схеме для двухтактных двигателей будет та, в которой газовый клапан D_2 располагается немного выше продувочных окон, и впуск газа в цилиндр происходит в начале хода сжатия после закрытия поршнем продувочных окон.

б) Такой способ перевода двигателей на газ применила фирма Эррен не только для двухтактных двигателей, но и для двигателей четырёхтактных.

в) Фирма перестроила на газ по этому принципу четырёхтактный двигатель «Нейшенел». Работа двигателя в этом случае происходит следующим образом. Во время всасывающего хода в цилиндр двигателя поступает полное количество воздуха. Газ подаётся во время сжимающего хода через впрыскивающий клапан.

Наилучшие результаты работы этого двигателя были получены тогда, когда клапан, пропускающий вдуваемый газ, закрывался при 90° после прохода поршня через нижнее мёртвое положение.

Способ перевода нефтяных двигателей на работу газом с его подводом в начале хода сжатия является наилучшим способом для двухтактных двигателей и сложным, требующим больших переделок двигателя для четырёхтактных двигателей.

Сравнение первой схемы переделки четырёхтактных двигателей на газ со второй схемой даёт предпочтение последней, так как наддув горючим газом (питание по второй схеме) даёт возможность подавать его при низком давлении, уменьшая таким образом энергию, поглощаемую компрессором, и обеспечивая более высокий к. п. д. двигателя.

г) Двухтактный двигатель марки 2РК-30. По данной схеме, т. е. с подводом газа в начале хода сжатия, в 1943 г. лаборатория двигателей внутреннего сгорания МВТУ произвела соответствующие эксперименты по переводу на газ двигателя 2РК-30, изготовленного Харьковским заводом.

Характеристика этого двигателя следующая.

Двигатель — крейцкопфного типа, с продувкой посредством особой продувочной камеры, отделённой сальником от полости кривошипной камеры. Поршнем продувочного насоса служит чугунный неохлаждаемый рабочий поршень двигателя. Всасывающие воздушные клапаны распложены с обеих сторон продувочной камеры. Подача жидкого топлива регулируется осевым плоским регулятором, меняющим величину хода плунжера топливного насоса. Одновременно меняется также и начало подачи топлива в цилиндр.

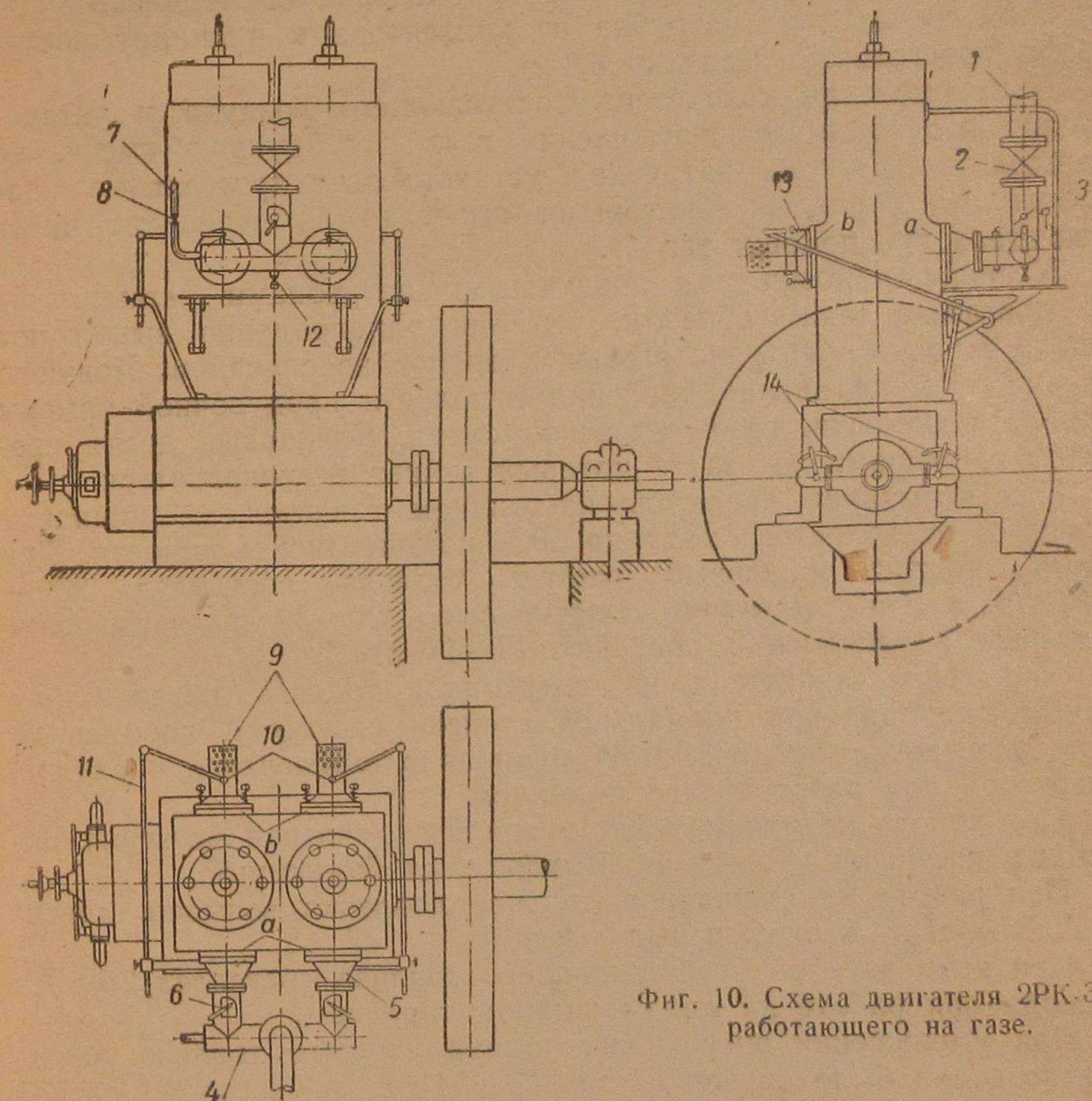
Форсунка двигателя — закрытая с плоским однодырчатым соплом; диаметр отверстия 1 мм.

Число цилиндров двигателя	2
Диаметр цилиндра	300 мм
Ход поршня	400 мм
Эффективная мощность	100 л. с.
Число оборотов	300 об/мин
Средняя скорость поршня	4 м/сек
Среднее эффективное давление	2,65 кг/см ²
Давление сжатия	25 ат
Давление сгорания	42—46 ат

В качестве основного топлива служил генераторный древесный газ.

Схема работы двигателя на газе следующая (фиг. 10).

Газ и воздух подводятся к полости продувочной камеры двигателя отдельно и поступают через пластинчатые всасывающие



Фиг. 10. Схема двигателя 2РК-30, работающего на газе.

клапаны a и b . Смешение газа с воздухом происходит в продувочной камере и продувка рабочего цилиндра производится газовой воздушной смесью. Количество подаваемого к каждому цилиндру газа и воздуха регулируется от руки при помощи дроссельных заслонок 6 и 10 . Топливные насосы не отсоединяются от регуля-

тора и не устанавливаются на определённую постоянную подачу, как это обычно принято в четырёхтактных двигателях, переводимых на дизельгазовый процесс, а остаются под воздействием регулятора и при данном режиме нагрузки. По мере увеличения подачи газа происходит автоматическое уменьшение подачи жидкого топлива.

При принятой схеме все переделки на двигателе свелись к замене всасывающих колпаков с одной стороны двигателя общим для обоих цилиндров газовым коллектором 4, с другой стороны — двумя отдельными для каждого цилиндра воздушными патрубками 9.

Для регулирования общего количества подаваемого газа на газовом трубопроводе до коллектора установлена дроссельная заслонка 3. Для регулирования же подачи газа по отдельным цилиндрам на каждом патрубке от коллектора к цилиндру поставлены дроссельные заслонки 6.

Для изменения количества поступающего воздуха и установления необходимого соотношения газа к воздуху в смеси, на каждом воздушном патрубке установлены дроссельные заслонки 10, управление которыми вынесено на переднюю часть двигателя при помощи тяг 11.

Клапанные доски под воздушными патрубками установлены на двигателе таким образом, что они одновременно выполняют также и роль предохранительных клапанов на случай возможного чрезмерного повышения давления в полости продувочной камеры при воспламенении газо-воздушной смеси. Клапанные доски крепятся пружинами 13, затяг которых может регулироваться.

При испытании двигателя на жидком топливе его мощность менялась от холостого хода до 90% номинальной мощности. При этом средний удельный расход топлива составлял 230—240 г/э. л. с.-ч., давление сжатия было 31—32 ат и давление вспышки изменялось в пределах 40—44 ат.

Испытание двигателя на смешанном топливе началось на одном цилиндре при нормальной степени сжатия и нормальном угле опережения топлива. Другой цилиндр выключался и служил нагрузкой для работающего цилиндра.

При работе на одном жидком топливе давления вспышки цилиндра достигали 46—49 ат. Выхлоп был бездымный.

При работе на смешанном топливе давления вспышки достигали 56—59 ат и выхлоп был дымный.

При этом часовой расход жидкого топлива составлял 76% от расхода при работе на одном жидком топливе.

При уменьшении опережения подачи жидкого топлива давление вспышки было снижено до 50—54 ат и часовой расход жидкого топлива уменьшен до 67% от расхода при работе на одном жидком топливе. Дымность выхлопа продолжала оставаться прежней.

Приведённые выше данные позволяют сделать вывод о целесообразном уменьшении опережения подачи топлива при переходе на дизельгазовый процесс.

В дальнейшем давление сжатия вместо 35 ат было установлено в 28 ат; снижение степени сжатия достигалось за счет уменьшения толщины прокладки под пятой шатуна. При этом давление вспышки при работе на жидком топливе достигало 38 ат, а при работе по дизельгазовому процессу 50—52 ат.

Для еще большего снижения давления вспышки было сделано еще большее уменьшение опережения подачи жидкого топлива.

После произведённого регулирования окончательные результаты работы двигателя были получены следующие.

При работе на одном жидком топливе максимальная мощность двигателя составляла 91 л. с. при удельном расходе топлива 264 г/э. л. с.-ч. и максимальном давлении вспышки 35—37 ат. Минимальный расход топлива составлял 253 г/э. л. с.-ч. и соответствовал мощности 76 л. с.

При работе по дизельгазовому процессу максимальная мощность составляла 77 л. с. при удельном расходе жидкого топлива 150 г/э. л. с.-ч., что составляет 59% от расхода при работе на одном жидком топливе. Давление вспышки было 41—53 ат.

Минимальный расход жидкого топлива соответствовал мощности 66 л. с. и составлял 143 г/э. л. с.-ч., т. е. 54% от расхода при работе на одном жидком топливе. Давление вспышки было 42—48 ат.

С целью уменьшения расхода «запального» топлива, поднятия мощности двигателя при работе на смешанном топливе и понижения давления вспышки в дальнейшем был уменьшен диаметр сопла форсунки. Вместо диаметра в 1 мм сопло было сделано с диаметром 0,6 и 0,75 мм. Наилучшие результаты были получены при сопле диаметром 0,75 мм.

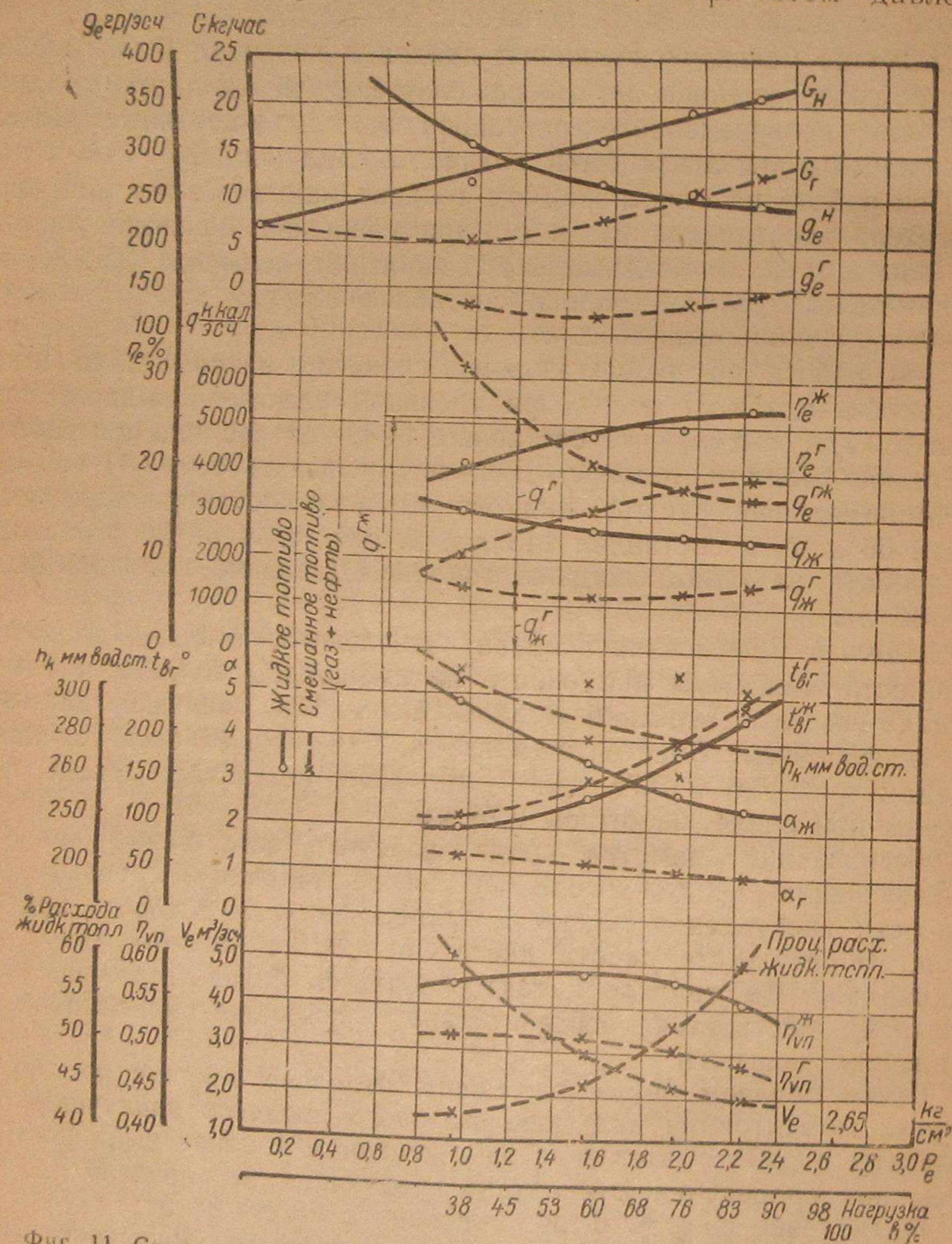
Уменьшение диаметра сопла форсунки естественно привело к увеличению продолжительности впрыскивания и уменьшению скорости поступления жидкого топлива по углу поворота кривошипа. В результате работа двигателя как на жидком, так и на газожидкостном топливе характеризовалась большей плавностью, меньшей жёсткостью, сравнительно невысоким максимальным давлением вспышки.

Таким образом, после выяснения отдельно влияния регулировочных моментов на ход дизельгазового процесса наилучшие результаты в работе двигателя на смешанном топливе были достигнуты при проведении комплексно следующих мероприятий:

- 1) давление сжатия было понижено с 35 до 28 ат;
- 2) опережение подачи жидкого топлива было уменьшено, как только позволяла конструкция данного топливного насоса; при этом происходило и уменьшение подачи жидкого топлива;
- 3) диаметр отверстия сопла форсунки был уменьшен с 1 до 0,75 мм.

Результаты испытания двигателя 2РК-30 как на одном жидком, так и на смешанном топливе с проведёнными только что указанными регулировочными мероприятиями представлены на фиг. 11.

Из этой фигуры видно, что удельный расход жидкого топлива (g_e^H) при работе двигателя на нефти с повышением нагрузки все время уменьшается и достигает наименьшей величины $g_e^H = 245$ г/э. л. с.-ч. при мощности 86 л. с. При этом давление



Фиг. 11. Сравнительные кривые испытания двигателя 2PK-30 на смешанном топливе.

вспышки развивается до 32—34 ат и выхлопные газы имеют сероватую окраску.

Из фиг. 11 также видно, что экономичность двигателя $\eta_e^ж$ при его работе на жидком топливе понижена и изменяется от 20 до 27%. Если при нормальной регулировке дизеля максималь-

ное значение η_e соответствует 30%, то здесь, вследствие снижения степени сжатия, максимальное значение $\eta_e = 27\%$.

Удельный эффективный расход тепла изменяется от 3000 кал/э. л. с.-ч. при 35% нагрузке до 2400 кал/э. л. с.-ч. при 90% нагрузке.

Температура выхлопных газов изменяется от 100 до 250°. Коэффициент избытка воздуха с возрастанием нагрузки уменьшается от $\alpha = 4,8$ до $\alpha = 2,5$.

Коэффициент подачи продувочного насоса $\eta_{вп}^ж$ изменяется от 0,58 до 0,55.

При работе двигателя по дизельгазовому процессу вначале, с развитием дизельной нагрузки, удельный расход жидкого запального топлива g_e^r несколько понижается и достигает минимума $g_e^r = 120$ г/э. л. с.-ч. при 55—60% нагрузке, что соответствует 46% от расхода жидкого топлива при работе двигателя по дизельному процессу при той же нагрузке. При этом выхлоп бездымный и давление вспышки развивается до 36—43 ат. В дальнейшем с возрастанием нагрузки увеличивается и удельный расход запального жидкого топлива, достигая $g_e^r = 145$ г/э. л. с.-ч. при максимальной нагрузке, равной 86 л. с., что соответствует 59% от расхода жидкого топлива при работе двигателя по дизельному процессу при той же нагрузке. При этом давление вспышки развивается до 43—49 ат и выхлопные газы имеют сероватую окраску. При более богатом газе давление вспышки доходит иногда и до 50 ат. Работа двигателя проходит спокойно

увеличивающийся расход запального топлива с 46 до 59% от расхода при работе двигателя только на жидком топливе объясняется недостаточным тепловым зарядом газо-воздушной смеси при возрастании мощности двигателя и его работе по дизельгазовому процессу.

Коэффициент полезного действия двигателя η_e^r , работающего по дизельгазовому процессу, изменяется от 10 до 18%. Максимальное значение η_e^r составляет 18% по сравнению с 27% при работе двигателя на жидком топливе с пониженной степенью сжатия.

Такая весьма малая экономичность двигателя, работающего по дизельгазовому процессу, объясняется большой утечкой газа при продувке смесью.

Удельный расход тепла при работе двигателя по дизельгазовому процессу $q_e^{жк}$ изменяется от 6000 кал/э. л. с.-ч. до 3400 кал/э. л. с.-ч., причем последний разделен на расход тепла в запальном жидком топливе $q_{жк}^r$ и расход тепла в газе q^r , поступающем в двигатель. Если предположить, что расход тепла при работе двигателя по дизельгазовому процессу увеличивается по сравнению с дизельным процессом только за счет потери газа при продувке, т. е. степень использования тепла остается неизменной, то оказывается, что при рассмотрении расхода тепла в дизельном

и дизельгазовом процессе при максимальной мощности двигателя потери газа составляют около 50%.

Температура выхлопных газов при дизельгазовом процессе изменяется от 115 до 300°, что выше по сравнению с дизельпроцессом на 15—20%.

Повышенная температура выхлопных газов при дизельгазовом процессе объясняется более поздним воспламенением нефте-, газо-воздушной смеси и более низким коэффициентом избытка воздуха α_2 . Как видно из фиг. 11, коэффициент избытка воздуха при дизельгазовом процессе находится в пределах от $\alpha_2 = 1,3$ до $\alpha_2 = 1,0$.

Коэффициент подачи продувочного насоса изменяется от 0,52 до 0,48.

Таким образом, экспериментальная проверка работы двухтактного двигателя типа РК-30 на смешанном топливе, при простейшей схеме перевода, дала следующие итоговые результаты.

1. Расход запального жидкого топлива составил ~ 60% от расхода при работе только на жидком топливе, при этом двигатель развивал 86% номинальной мощности.

2. Минимальный расход жидкого запального топлива в 46% составил при развитии двигателем мощности в 60% от номинальной.

3. Минимальный расход тепла выражался в 3400 кал/э. л. с.-ч.

4. Минимальный расход газа составил 1,9 м³/э. л. с.-ч.

д) Двухтактный калоризаторный двигатель.

Имея в виду, что в народном хозяйстве и в частности на транспорте имеется большое количество двухтактных нефтяных двигателей калоризаторного типа, остановим наше внимание на имеющемся уже опыте перевода их на газ по второй рассматриваемой схеме. Всесоюзным институтом механизации и электрификации сельского хозяйства (ВИМЭ) и Сибирским автодорожным институтом (СибАДИ) были разработаны схемы для перевода двухтактных двигателей на генераторный газ.

По этим схемам были переведены на питание генераторным газом двухтактный двигатель «Красный прогресс» (схема ВИМЭ) и двигатель Мелитопольского завода (схема СибАДИ).

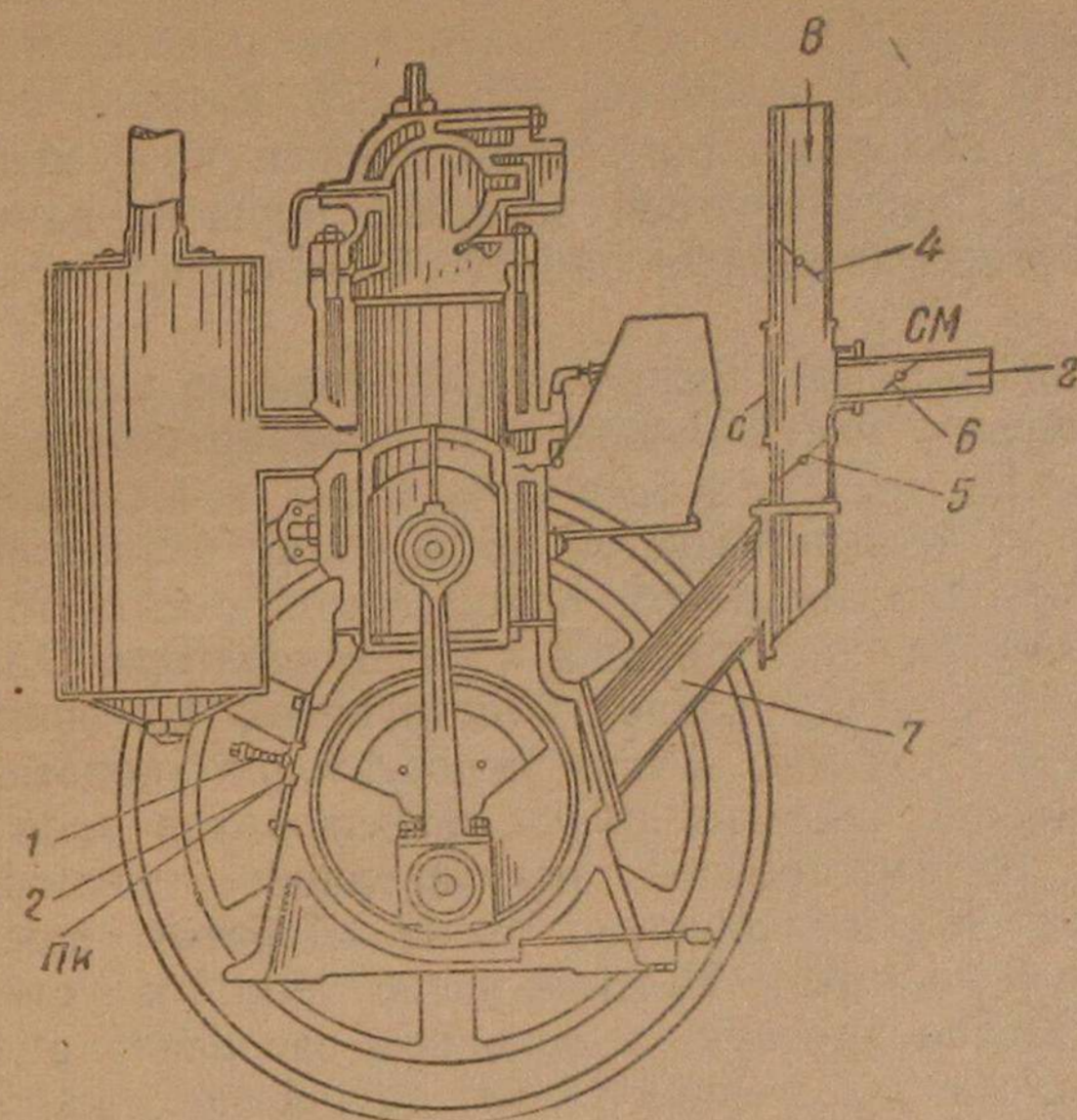
Схема переоборудования нефтяного двухтактного двигателя «Красный прогресс» показана на фиг. 12.

Схема переоборудования нефтяного двухтактного двигателя Мелитопольского завода показана на фиг. 13.

Схемы предусматривают неизменяющуюся конструкцию нефтяного двигателя. Монтируются только несколько дополнительных деталей, очень простых в изготовлении. На двигателе устанавливаются: 1) смеситель, 2) предохранительный клапан и 3) ручной регулятор для качественного и количественного регулирования газовой смеси.

Остаются без изменения степень сжатия и зажигание от калоризаторной головки.

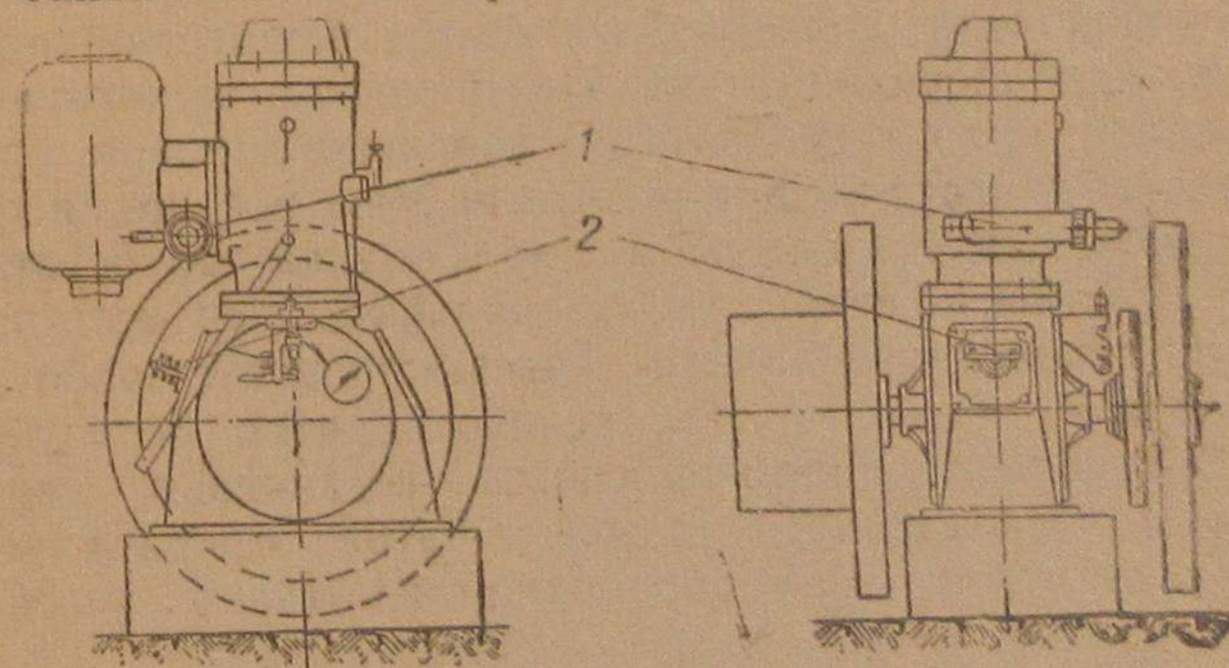
Таким образом, полностью сохраняется возможность в любое время, в случае надобности, перехода с газа на нефть и обратно. Переключение занимает 20—30 сек.



Фиг. 12. Схема переоборудования нефтяного двухтактного двигателя «Красный прогресс» для работы на газе:

СКМ — смеситель; 8 — газ; 9 — воздух; 3 — смесь; ПК — предохранительный клапан; 1 — пружина; 2 — тарелка клапана; 4 — заслонка воздуха; 5 — заслонка смеси; 6 — заслонка газа; 7 — переходной патрубков.

Работа двигателя на газе производится следующим образом. Во время такта сжатия в кривошипную камеру засасывается не



Фиг. 13. Схема переоборудования нефтяного двухтактного двигателя Мелитопольского завода для работы на газе:

1 — смеситель; 2 — предохранительный клапан.

наружный воздух, а приготовленная в смесителе горючая смесь газа с воздухом. При движении поршня вниз горючая смесь

в кривошипной камере сжимается, а когда поршень откроет продувочные окна, входит в цилиндр и осуществляет его продувку.

При движении поршня вверх горючая смесь, оставшаяся в цилиндре, сжимается, отчего ее температура повышается. Температура достигает такой величины, что смесь, которая соприкасается с накаливаемым калоризатором, воспламеняется и мгновенно сгорает. За счёт повысившегося давления поршень двигается опять вниз и производит полезную работу. В дальнейшем операции повторяются.

Таким образом, при переводе двигателя на газ по вышеизложенному принципу часть попавшей в цилиндр смеси, как указано выше, около $\frac{1}{3}$, непосредственно выходит в выхлопные окна и, таким образом, не используется по прямому назначению.

Это является недостатком описываемой схемы, так как ведёт к повышенному расходу топлива в газогенераторе. Однако другие решения настолько усложняют конструкцию, что приходится мириться с данной схемой, хотя и недостаточно экономной.

Регулирование качества смеси производится заслонками газа и воздуха, количественное регулирование — заслонкой смеси. Автоматического регулирования числа оборотов при работе на газе двигатель не имеет. Нужное число оборотов устанавливается и поддерживается вручную, в основном заслонкой смеси.

Недостатками изложенной схемы по переводу калоризаторного двигателя на газ являются следующие:

- 1) мощность двигателя снижается на 10—15%;
- 2) при малых нагрузках калоризатор не обеспечивает надёжного воспламенения газо-воздушной смеси. Это подтверждается на практике.

Калоризатор, нагретый обычным способом, после работы в течение некоторого времени перестает воспламенять газовую смесь, так как температура калоризатора падает. Вследствие этого необходимо добавочное приспособление для подогревания калоризатора, либо надо переходить на электрическое зажигание. Испытание показало, что температуру запального шара, разогретого перед пуском двигателя, при работе на газе всё время приходится поддерживать искусственным путём. Сначала это осуществлялось с помощью лампы. Теперь под запальный шар устанавливается специально сконструированная «печь-жаровня», работающая на древесном угле. Газы из этой печи отводятся по трубе в атмосферу. В некоторых промышленных установках одновременно с подогревом запального шара в этой «печи-жаровне» может производиться термообработка некоторых металлических деталей.

Двигатель Мелитопольского завода Металлообъединения, переоборудованный Сибди, работает с 20 апреля 1942 г. в г. Омске на ватно-трикотажной фабрике артели «Трикотаж». Он приводит в движение три машины аппаратного отделения и динамомашину постоянного тока, работающую на пошивочный цех и освещение.

Точно такой же двигатель, переоборудованный на газ, работает вполне успешно в Толстопальцевской щёточной артели Московской области.

На предприятиях Калининского облместпрома по схеме Сибди переоборудованы на генераторный газ два двухтактных двигателя «Красный прогресс» мощностью по 12 л. с.

Двигатели «Красный прогресс» мощностью по 18 л. с. переведены на газ на Пешеланском алебастровом заводе треста «Центрасстром» МПС.

В механических мастерских Касимовского техникума ММП РСФСР переоборудован двухтактный двигатель марки ДТН мощностью 25 л. с.

С целью изыскания наиболее устойчивой работы калоризаторных двухтактных двигателей в 1943 г. лаборатория двигателей внутреннего сгорания МВТУ приступила к экспериментам по переводу на газ двухтактного калоризаторного двигателя завода им. Кирова «Красный прогресс». Характеристика этого двигателя следующая:

Мощность	22 л. с.
Число оборотов	500 об/мин.
Диаметр цилиндра	200 мм
Ход поршня	240 мм
Среднее эффективное давление	2,63 кг/см ²
Давление вспышки	22 ат
Давление сжатия	10 ат
Степень сжатия	4,6 мм
Расход топлива	275 г/з. л. с.-ч.
Допускаемая перегрузка 20%	30 мин.

На фиг. 14 представлена схема приспособления этого двигателя для работы на газе. В отличие от других схем приспособления аналогичных двигателей для работы на газе, здесь нет никакого специального смесительного устройства, которое бы подготавливало горючую смесь. В рассматриваемой схеме газ и воздух подводятся к двигателю отдельно. Смешение же газа с воздухом производится непосредственно в кривошипной камере. Интересно сделан предохранительный клапан, предохраняющий двигатель от возможных взрывов смеси в кривошипной камере. Клапан показан на фиг. 15 и представляет собой оригинальное сочетание предохранительного клапана и фланца воздухоподводящей трубы к двигателю. Затяжка пружин предохранительного клапана подобрана таким образом, что его открытие происходит при избыточном давлении в 0,5—1,0 ат.

Регулирование газа производится заслонкой, которая имеет привод к центробежному регулятору. Воздушная же заслонка регулируется вручную.

Как видно из схемы, на двигателе была поставлена запальная свеча автомобильного типа и магнето Бош, которое приводилось в движение цепной передачей от коленчатого вала. Предполагалось при работе двигателя на газе иметь зажигание от электриче-

ской свечи. Во время же опытов выяснилось, что двигатель хорошо работает и при зажигании от калоризатора, на котором в дальнейшем и остановились.

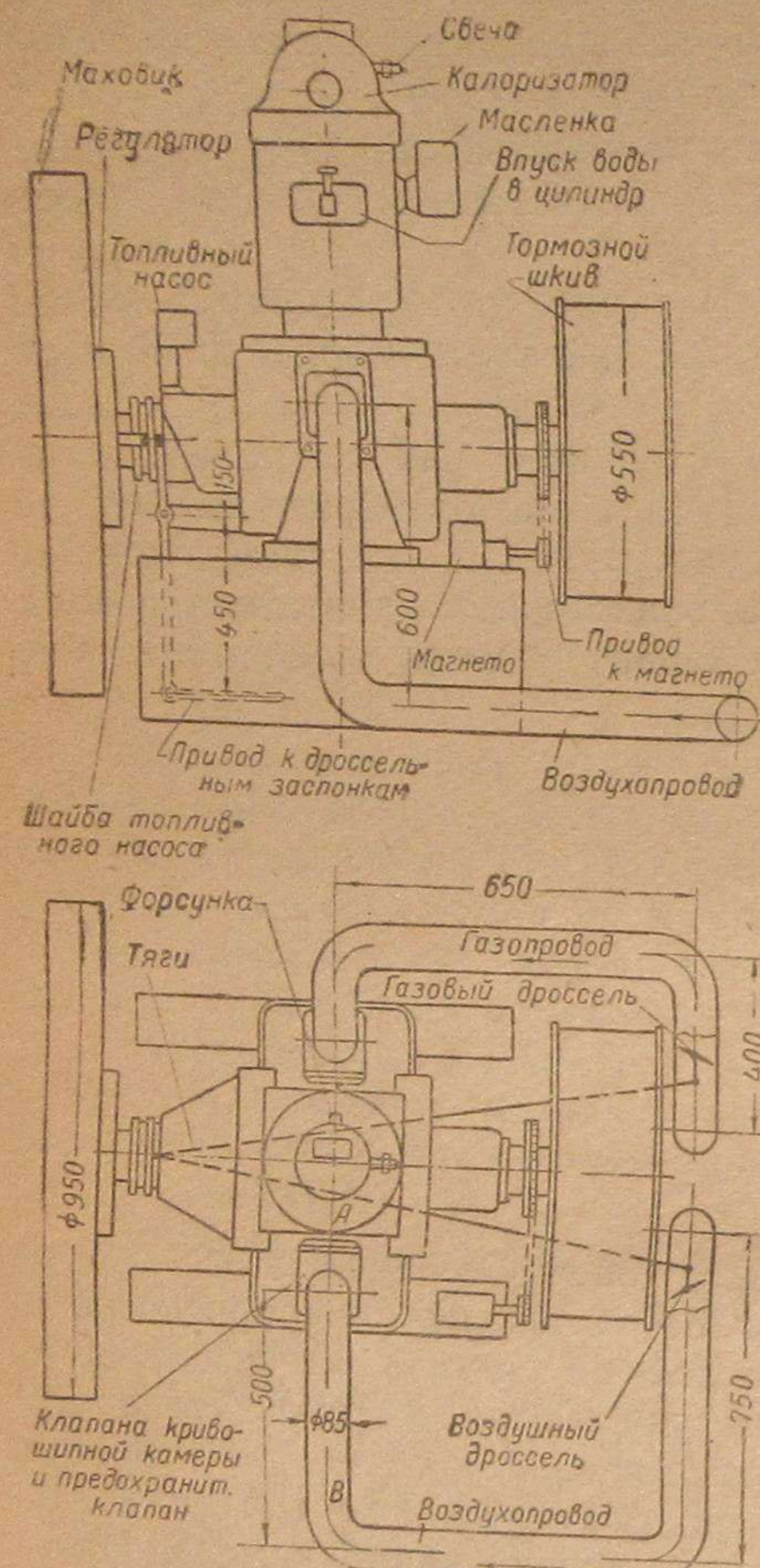
Калоризаторное зажигание является более простым и не требует установки на двигателе новой электрической аппаратуры.

Первые эксперименты по работе двухтактного двигателя низкого сжатия на газе с зажиганием от калоризатора показали, что его работа зависит от: 1) состава газа, 2) формы и объема калоризатора и 3) нагрузки двигателя.

При питании двигателя древесным газом (влажность дров 25%) последний выдерживал нагрузку при калоризаторном зажигании не выше 80%. Двигатель работал вполне устойчиво при нагрузках не ниже 50%, при нагрузках же меньше 50% он работал неустойчиво и вследствие остывания калоризатора останавливался.

При газе, получаемом от сжигания дров с влажностью больше 25%, двигатель мог работать только с нагрузкой не ниже 70%. При меньших нагрузках калоризатор остывал и двигатель останавливался.

Для поддержания работы двигателя надо было подогревать калоризатор лампой. При дополнительном подогреве калоризатора двигатель работал устойчиво даже и на холостом ходу.



Фиг. 14. Схема МВТУ приспособления двухтактного калоризаторного двигателя для работы на газе.

В поисках наиболее устойчивой работы двигателя лаборатория ДВС проделала целый ряд опытов с видоизменениями калоризаторов с целью получить наиболее благоприятную конфигурацию калоризатора, улучшающую запальные его качества.

На фиг. 16 показан калоризатор, принадлежащий испытываемому двигателю. С этим калоризатором и были произведены только что изложенные опыты с различным качеством газа.

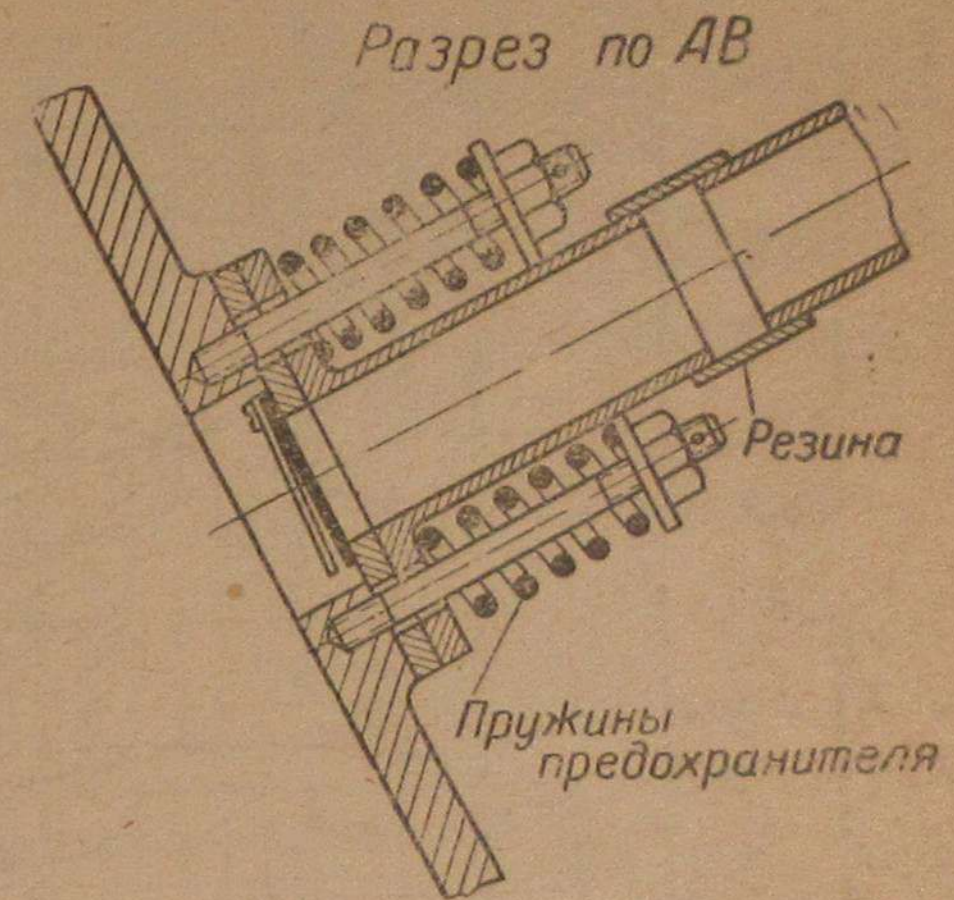
С целью выяснения влияния повышения степени сжатия на работу двигателя при том же самом калоризаторе степень сжатия была поднята с 4,6 до 5,1.

Поднятие степени сжатия с 4,6 до 4,85 было произведено увеличением толщины прокладки в шатуне и с 4,85 до 5,1 — подрезкой опорного фланца калоризатора. Подрезка опорного фланца калоризатора уменьшила объем главного пространства сжатия на 127 см³. Это мероприятие привело к некоторому изменению соотношения между объемом калоризатора и главного пространства сжатия.

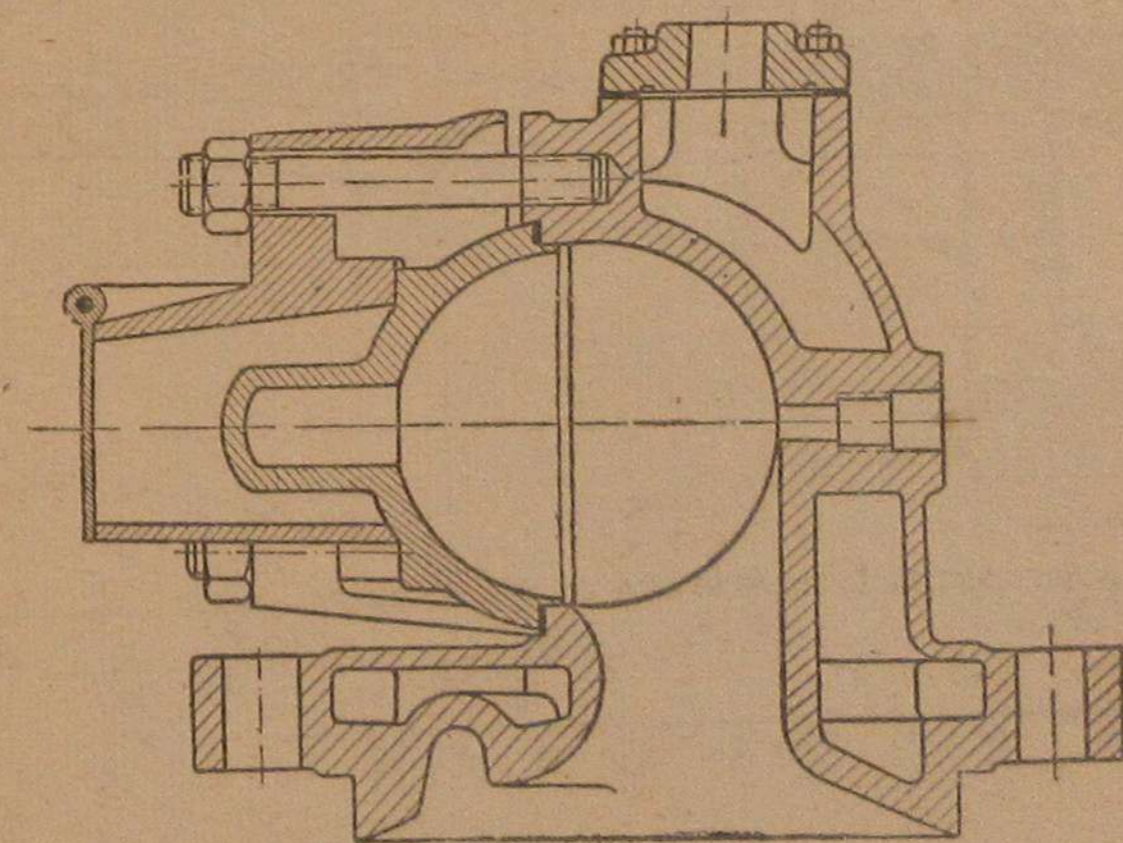
Как показал опыт, увеличение степени сжатия с 4,6 до 5,1 привело к некоторому улучшению работы двигателя, но это улучшение было очень незначительным.

В дальнейшем был проведен опыт с имеющимся на двигателе калоризатором, показанным на фиг. 16, но с чугунной вставкой.

Вставка, имеющая сферическую форму, прижималась к задней стенке головки калоризатором при помощи гофрированной медной прокладки. Для того чтобы вставка не могла повернуться, она крепилась упорным болтом через отверстие в головке, где помещалась свеча зажигания.

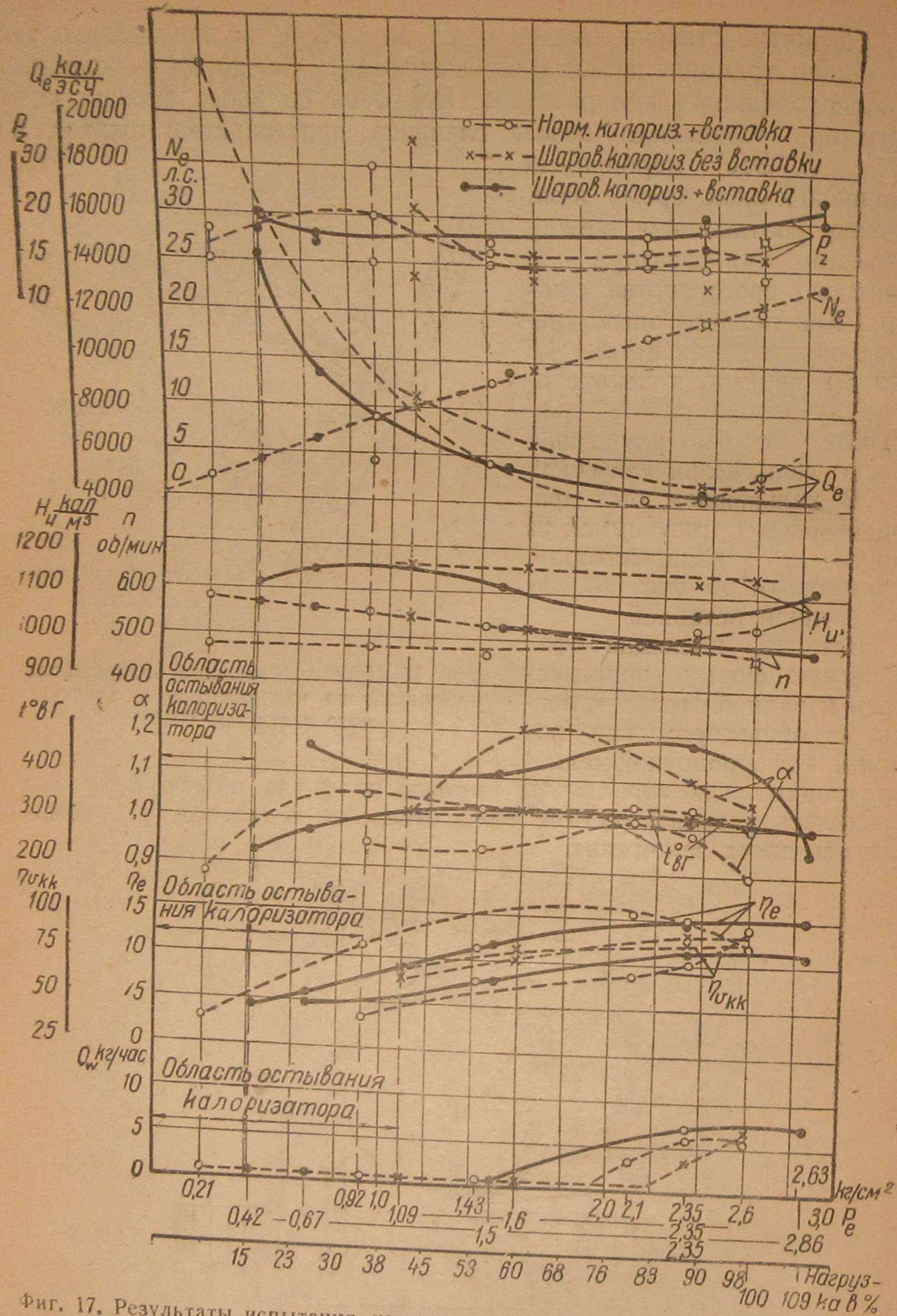


Фиг. 15. Предохранительный клапан экспериментального калоризаторного двухтактного двигателя МВТУ.



Фиг. 16. Нормальный калоризатор двигателя "Красный прогресс" мощностью 22 л. с.

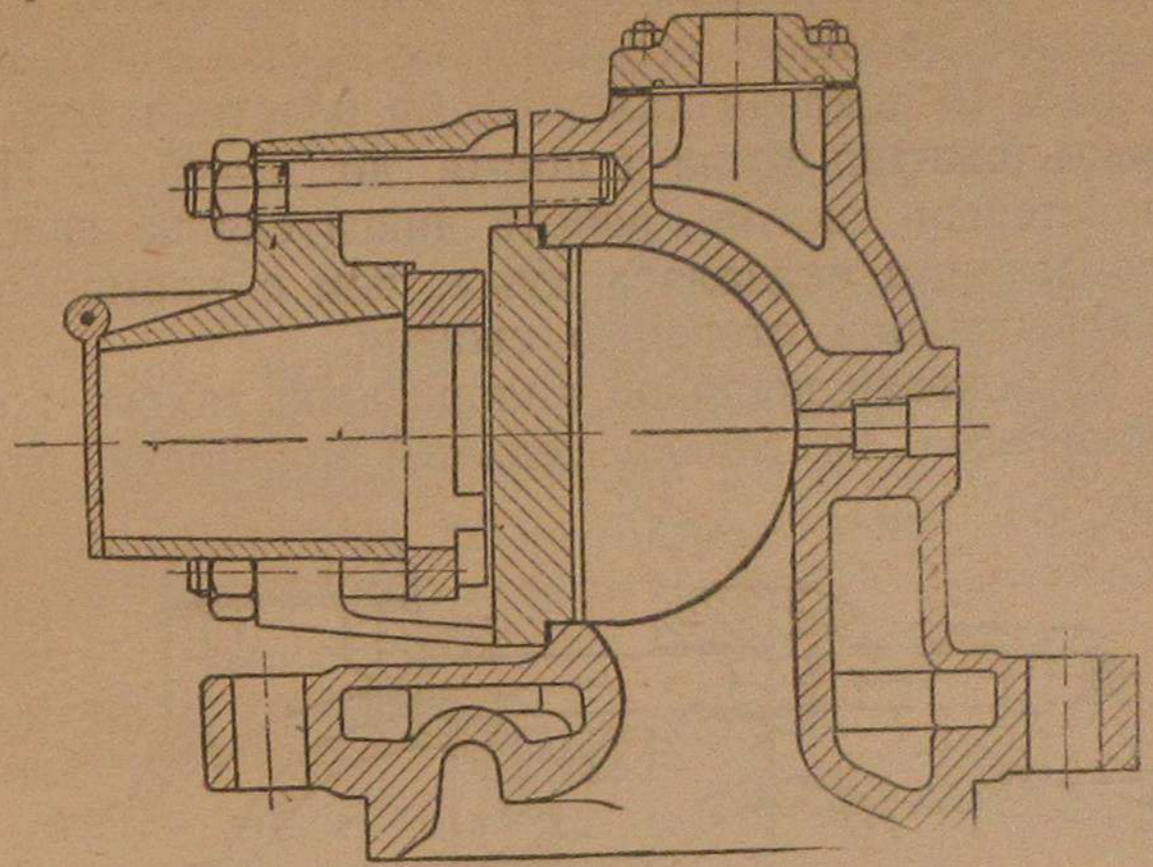
Вставка изменяла не только относительный объем калоризатора, но и степень сжатия двигателя с $\epsilon = 4,6$ до $\epsilon = 5,6$. Кроме того, находясь в камере сгорания и имея высокую температуру,



Фиг. 17. Результаты испытания калоризаторного двигателя „Красный прогресс“ мощностью 22 л. с. при его работе на газе:
 Q_e кал/э.л.с.ч. — удельный расход тепла; N_e л.с. — мощность; P_2 кг/см² — давление сгорания;
 H_u кал/м³ 0° С 760 мм рт. ст. — теплотворная способность газа; n об/мин. — число оборотов;
 $t_{в.г}$ — температура выхлопных газов; α — коэффициент избытка воздуха; $\eta_{вкк}$ — коэффициент подачи кривошипной камеры (по средним расходам); η_e — эффективный к. п. д. Q_w кг/час — часовой расход воды на впрыск; P_e кг/см² — среднее эффективное давление.

вставка играла роль и теплового аккумулятора, поддерживающего температуру калоризатора.

Результаты последнего опыта графически представлены на диаграмме фиг. 17.



Фиг. 18. Опытный калоризатор пластинчатого типа.

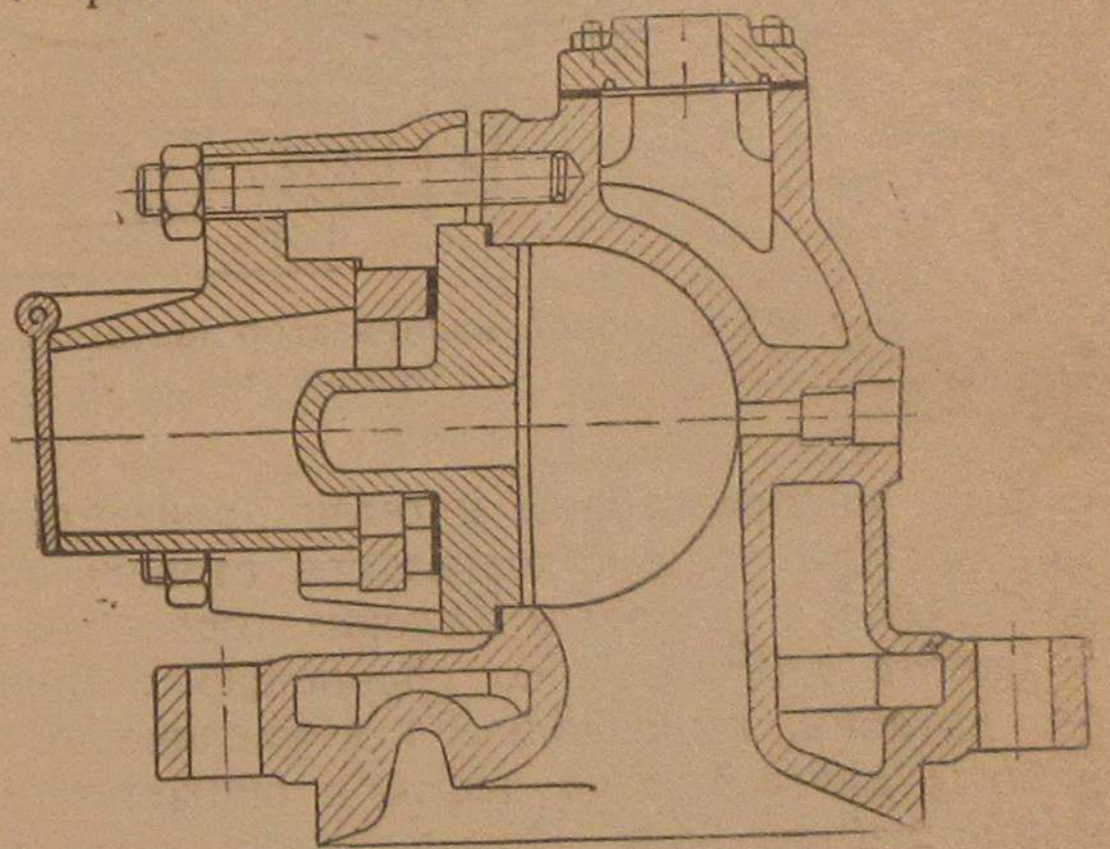
Как видно из диаграммы, двигатель устойчиво работает на газе с $P_e = 2,6$ кг/см², которое соответствует нормальной нагрузке его при работе на жидком топливе. Меньшие нагрузки до $P_e = 0,92$ кг/см² двигатель мог развивать неограниченное время.

При малых нагрузках, соответствующих $P_e < 0,92$, калоризатор остывал и двигатель останавливался. Для поддержания работы двигателя при малых нагрузках надо было калоризатор подогревать лампой, при этом двигатель мог работать неограниченное время даже при $P_e = 0,2$ кг/см².

Для нормальной работы двигателя, начиная с $P_e \approx 2$ кг/см², производился обязательный впрыск воды.

Эффективный к. п. д. достигал максимальной величины $\eta_e = 15,6$ при $P_e = 2,2$ кг/см².

Обращает на себя внимание величина коэффициента подачи кривошипной камеры η_v , которая с увеличением нагрузки возрастает, а это способствует увеличению мощности двигателя. Этот



Фиг. 19. Опытный калоризатор пластинчатого типа с нагревательным хвостовиком.

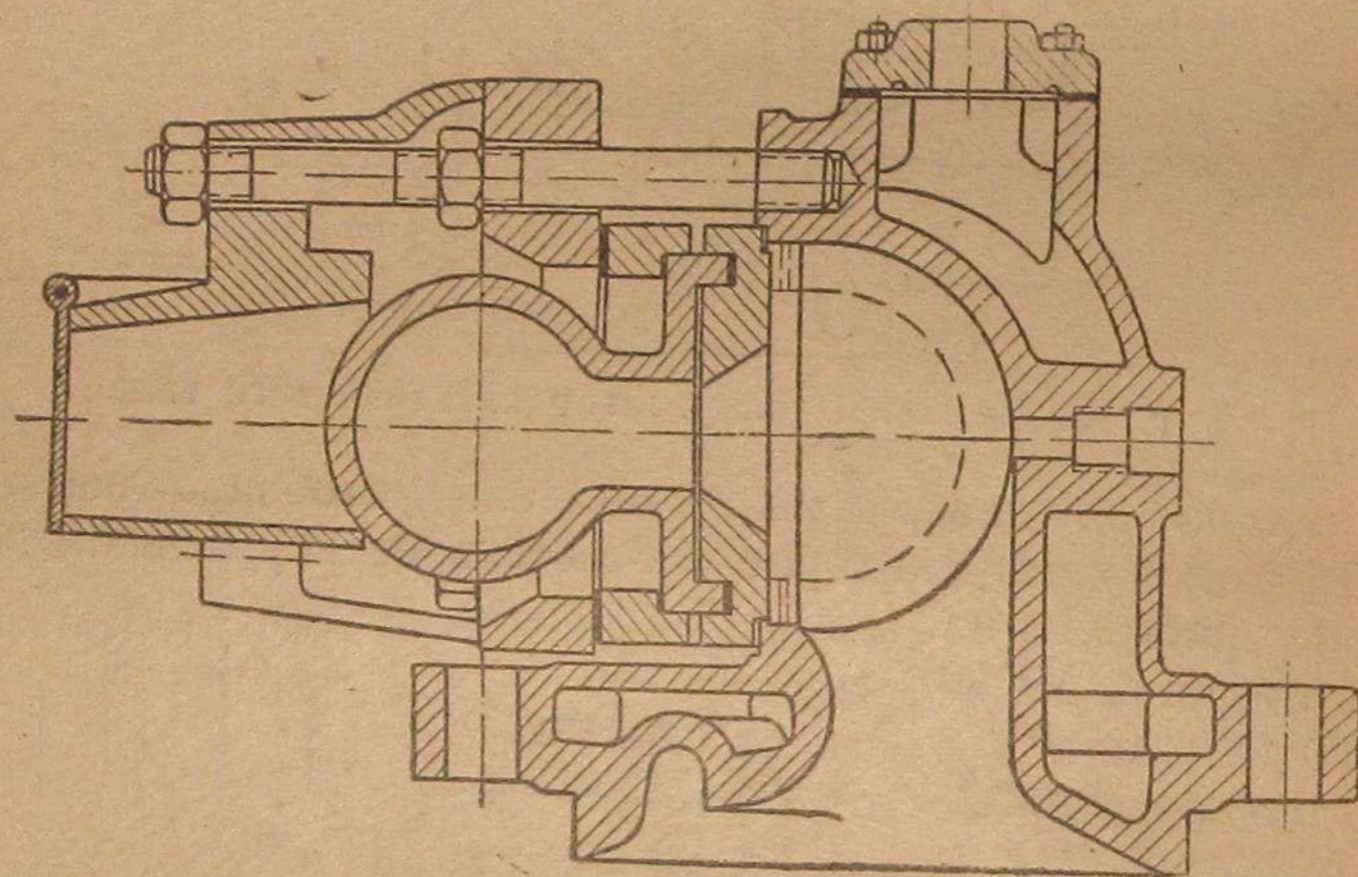
факт является следствием способа регулирования и, кроме того, по видимому, колебаний столба газов в выхлопном трубопроводе.

Температура выхлопных газов $t_{в.г}$ по нагрузке довольно постоянна и несколько снижается при впрыске воды.

Максимальное давление сгорания не превосходит 20 ат.

На фиг. 18 и 19 показан калоризатор пластинчатого типа, с которым степень сжатия была поднята до $\epsilon = 6,35$. Несмотря на повышенную степень сжатия, работа двигателя на газе с пластинчатым калоризатором оказалась хуже, чем с нормальным калоризатором и повышенной степенью сжатия.

На фиг. 20 показан шаровой калоризатор такого же двигателя «Красный прогресс», но только меньшей мощности, равной 12 л. с.



Фиг. 20. Шаровой калоризатор двигателя «Красный прогресс» мощностью 12 л. с.

С этим калоризатором и были произведены дальнейшие эксперименты. При этом калоризаторе степень сжатия $\epsilon = 5,52$. Первые же опыты с шаровым калоризатором показали резкое улучшение в работе двигателя по сравнению с нормальным калоризатором без вставки, выразившееся в увеличении мощности до 100% от работы двигателя на нефти и снижении минимальной устойчивой мощности до 35%. При меньших нагрузках происходят остывание калоризатора и срыв работы двигателя на газе. Давление сгорания было не выше давления, получавшегося на жидком топливе. Результаты опытов с шаровым калоризатором представлены на той же диаграмме фиг. 17.

Как видно из этой диаграммы, область остывания калоризатора оказалась несколько больше, чем с нормальным полушаровым калоризатором и со вставкой.

Сравнивая результаты опытов с шаровым калоризатором и с нормальным калоризатором со вставкой, видно, что эти результаты почти равноценны и никакого особого преимущества в том или ином способе не дают.

Дальнейшее улучшение работы двигателя было достигнуто за счёт относительного изменения объёма шарового калоризатора посредством постановки вышеизложенной вставки.

Относительный объём шарового калоризатора при $\epsilon = 5,52$ составлял 8,5%. При постановке вставки этот объём был увеличен до 10,5%. При этом степень сжатия была поднята с 5,52 до 6,7.

Результаты опытов с шаровым калоризатором и вставкой представлены на той же диаграмме 17.

Как видно из диаграммы, область остывания этого калоризатора при наличии вставки значительно меньше, чем во всех предыдущих случаях. Значительно увеличилась мощность двигателя. Двигатель принимал нагрузку до $P_e = 3,1 \text{ кг/см}^2$, что соответствует перегрузке до 20%. Максимальное давление сгорания не превышало 23 ат. Длительность работы машины вхолостую (при переходе с полной нагрузки) дошла до 40 мин., что вполне уже может быть приемлемо для практики.

Достижения лаборатории ДВС МВТУ по переводу двухтактных калоризаторных двигателей на газ сейчас уже применены в Тамбовской области конторой «Заготзерно». Этой конторой переделан ряд двигателей по последнему методу и имеются неплохие результаты.

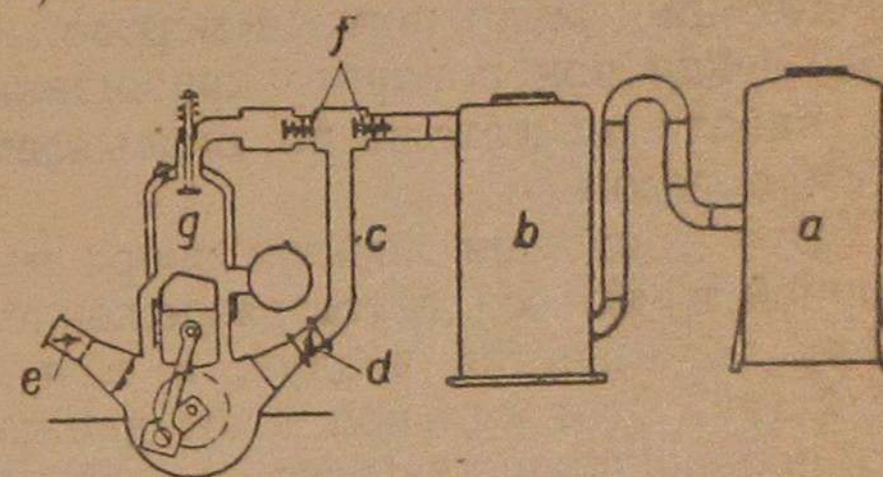
Все рассмотренные способы перевода на газ двухтактных двигателей со щелевой продувкой являются очень неэкономичными, и в настоящее время они могут быть заменены довольно простым и экономичным способом с помощью

так называемого пульсатора. Последний способ перевода на газ двухтактного двигателя даёт возможность осуществлять продувку цилиндра одним воздухом и доставлять газ отдельно в начале хода сжатия непосредственно в рабочий цилиндр, чем и достигается экономичность двигателя.

Особенностью этого способа является то, что вся работа такого двигателя происходит без дополнительных каких-либо насосов или компрессоров, а роль последних выполняет рабочий поршень двигателя, используя для этой цели пульсатор.

На фиг. 21 представлена схема перевода двухтактного двигателя на газ с помощью пульсатора. Эта схема заключается в следующем.

На левой стороне кривошипной камеры устанавливается воздушный патрубок со всасывающим клапаном и дроссельной заслонкой e . Дроссельная заслонка служит для регулирования коли-



Фиг. 21. Вид на устройство двухтактного нефтяного двигателя с кривошипно-камерной продувкой, перестроенного для работы на генераторном газе с помощью пульсатора:

a — древесно-газовый генератор; b — газовый очиститель; c — пульсаторная труба; d — дроссельный клапан для регулирования мощности; e — воздушно-всасывающий и дроссельный клапан; f — невозвратные клапаны; g — механически работающий газовсасывающий клапан.

чества подаваемого воздуха, другими словами, для изменения коэффициента избытка воздуха.

На правой стороне кривошипной камеры располагается всасывающая труба *c*, в которой происходит пульсация газа, нижний конец которой присоединяется к картеру, а верхний — к газовсасывающей трубе, соединяющей крышку двигателя с газовым очистителем генератора.

Для регулирования мощности двигателя на трубе *c* устанавливается дроссельная заслонка *d*. С обеих сторон места газовсасывающей трубы, к которому подводится пульсаторная труба *c*, устанавливаются клапаны *f*, открывающиеся по направлению к двигателю. Между двигателем и одним из этих клапанов находится резервуар, из которого газ поступает в цилиндр двигателя через приводной клапан *g*. Клапан *g*, расположенный в крышке цилиндра, открывается при положении поршня или кривошипа, не доходящем до нижней мёртвой точки, и находится в открытом положении при повороте кривошипа около 90° .

Работа двигателя по описываемой схеме происходит следующим образом.

При движении поршня вверх в кривошипной камере и пульсаторной трубе создаётся разрежение, под влиянием которого в камеру всасывается воздух, а в пульсаторную трубу — генераторный газ. Этот газ при всем движении поршня вверх не доходит до кривошипной камеры и размещается без смеси с воздухом только в пульсаторной трубе.

При движении поршня вниз в кривошипной камере создаётся повышенное давление, которое закрывает воздушный и правый газовый клапаны. Одновременно левый газовый клапан открывается и генераторный газ из пульсаторной трубы под некоторым давлением перепускается в резервуар перед цилиндром двигателя. При дальнейшем движении поршня вниз давление газа в резервуаре несколько повышается. При положении поршня, не доходящем до мёртвой точки, открывается продувочное окно, через которое воздух устремляется из кривошипной камеры в цилиндр двигателя. Около положения поршня в мёртвой точке открывается приводной клапан *g*, газ отдельно входит в цилиндр и в течение хода сжатия смешивается с воздухом. Воспламенение газо-воздушной смеси в цилиндре двигателя может происходить или за счёт калоризатора или за счёт специально устанавливаемой запальной электросвечи.

При всасывании давление в кривошипной камере и в пульсаторной трубе составляет около $0,9 \text{ ат}$. При нагнетании это давление находится в пределах $2\text{—}3 \text{ ат}$. Описанная схема перевода двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой на генераторный газ была испытана на одноцилиндровом двигателе Storebro Samson в Швеции.

Результаты их испытаний представлены на фиг. 22 и опубликованы в журн. «Gas and Oil Power», 1944, июнь, № 465.

Как видно из фиг. 22, установившаяся мощность испытываемого двигателя на нефти равна 35 л. с. при 425 об/мин. При перегрузке двигатель может развивать до 40 л. с. , но при этом он работает с дымным выхлопом.

Первое же проведённое испытание двигателя на работе древесным генераторным газом с пульсаторным устройством дало повышение мощности двигателя до 50 л. с. при 410 об/мин. При втором испытании эта мощность была доведена до 58 л. с. при 415 об/мин. , т. е. мощность была увеличена в $1,6$ раза.

Увеличение мощности двигателя может быть объяснено лучшей продувкой цилиндра, которая происходит в рассматриваемой схеме с двух сторон, со стороны поршня и со стороны крышки, и благодаря этому за счёт частоты заряда цилиндра и уменьшения коэффициента избытка воздуха при газовой работе двигателя.

Расход дров при испытании двигателя на газе по описываемой схеме составил $0,8\text{—}1,0 \text{ кг/э. л. с.}\cdot\text{ч}$.

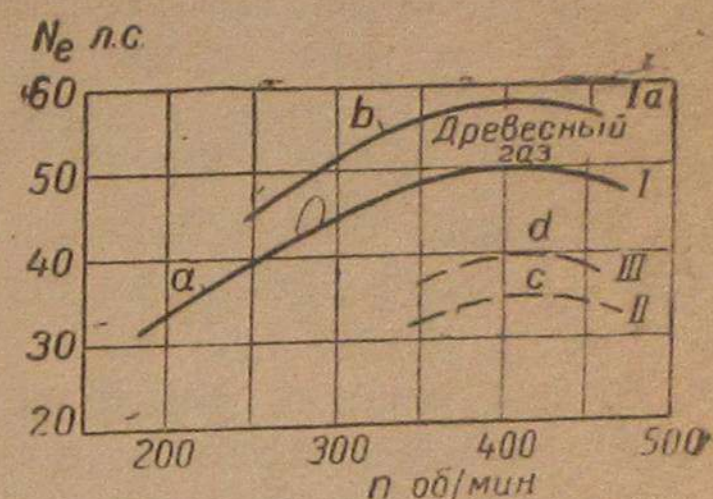
В результате изложенного необходимо отметить, что перевод двухтактного двигателя на газ по схеме пульсации является наиболее совершенным, экономичным, лёгким и относительно дешёвым. Основным недостатком этого способа является то, что для соответствующих переделок требуется выход двигателя на некоторое время из эксплуатационного состояния.

III. РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ ПО ЦИКЛУ ОТТО С ПОДВОДОМ ГАЗА В ТЕЧЕНИЕ ХОДА ВСАСЫВАНИЯ

Перевод двигателей Дизеля на работу по циклу Отто с подводом газа в течение хода всасывания является наиболее известным и вместе с тем наиболее изученным способом.

Сущность работы двигателя по этой схеме заключается в том, что в цилиндры двигателя засасывается рабочая смесь в виде газа и воздуха, которая сжимается до температуры ниже температуры самовоспламенения этой смеси. В мёртвой точке поршня смесь воспламеняется искрой электросвечи.

Завод «Двигатель революции» выпускал газовые двигатели мощностью от 110 до 350 л. с. , приспособляя нефтяные дизели к работе по циклу Отто. Для этого заводы изменяют конструкции крышки цилиндра, поршня и других деталей. Такая переделка дизеля возможна только на специализированном машиностроительном заводе. Однако можно перевести дизель на работу по



Фиг. 22. Сравнительные кривые мощности для одноцилиндрового двигателя „Storebro Samson“ с диаметром поршня $D = 300 \text{ мм}$ и ходом поршня $s = 330 \text{ мм}$:

a — древесно-газовая работа с пульсатором — первое испытание; *b* — древесно-газовая работа с пульсатором — второе испытание; *c* — работа на нефти, нормальная полная характеристика мощности; *d* — работа на нефти с перегрузкой и дымным выхлопом.

циклу Отто с питанием генераторным газом, не меняя основных деталей.

Для осуществления работы двигателя по изложенной схеме необходимо внести в двигатель Дизеля следующие изменения:

1) Увеличить камеру сжатия с таким расчётом, чтобы не было опасности самовоспламенения сжимаемой газо-воздушной смеси. Обычно объём камеры сжатия у двигателей Дизеля равен $\epsilon = 0,08$, чему соответствует степень сжатия $\epsilon = 13,5$. Для описываемой схемы работы двигателя можно принять объём камеры сжатия $\epsilon = 0,14$, чему будет соответствовать степень сжатия $\epsilon = 8,14$. Для этой степени сжатия температура конца сжатия составляет около 400°C , что исключает возможность самовоспламенения горючего газа.

2. Снять с двигателя форсунки, топливные насосы, резервуары и трубопроводы для жидкого топлива.

3. В отверстие для форсунок установить свечи для зажигания, добавить магнето, от которого подвести электропроводку к свечам.

4. Для образования смеси воздуха и газа в определённой пропорции перед двигателем надо поставить специальный смеситель, связанный с регулятором и имеющий дополнительное ручное регулирование.

Остановим более подробно наше внимание на некоторых видах изменений и переделок.

Говоря об увеличении объёма камеры сжатия, следует иметь в виду, что это увеличение практически можно осуществить различными способами.

Эти способы могут быть следующими:

- 1) изъять прокладки в шатуне;
- 2) установить прокладки между крышкой и втулкой цилиндра;
- 3) установить прокладки между блоком цилиндров и картером;
- 4) заменить нормальный шатун шатуном меньшей длины;
- 5) заменить поршневую головку (в разъёмном поршне) или срезать верхнюю часть днища поршня.

Какой из указанных способов будет наиболее приемлем в каждом отдельном случае, такой и должен быть принят для практического осуществления.

Для установки электрического зажигания используют электрическую аппаратуру, применяемую в автотракторных двигателях, в частности стандартные магнето высокого напряжения завода АТЭ и стандартные свечи, предназначенные для двигателей с форсированным режимом, например, автомобильные свечи марки М12-8, конструкция которых разработана Ленинградским карбюраторным заводом для газогенераторных автомобилей ЗИС-21. Можно также пользоваться авиационными слюдяными свечами (ЗЭМГ, 4ЭМГ, 5ЭМГ).

Свечи, применяемые для зажигания в конвертированных двигателях, должны работать под напряжением 9—12 кВ, при искровом промежутке в 0,3—0,4 мм. Во время работы двигателя свеча не должна перегреваться, так как это может вызвать преждевременные вспышки.

Для устранения перебоев в зажигании и обратных вспышек в смесительных устройствах необходимо пользоваться надлежащими свечами и правильно монтировать провода на специальных кронштейнах, поддерживая постоянное расстояние между проводами.

Для зажигания смеси можно применять:

1) нормальные индукционные катушки автомобильного типа (для тихоходных двигателей);

2) магнето высокого напряжения автотракторного типа (для двигателей средней и повышенной скорости);

3) аккумулятор, заряжаемый во время работы двигателя от генератора постоянного тока, приводимого в действие двигателем;

4) постоянный ток внешней электрической сети, пропуская его через повысительную индукционную катушку (бобину) автомобильного типа.

На малых оборотах магнето обычно даёт недостаточно сильную искру. Поэтому для получения первых вспышек при пуске применяют двойное зажигание. Запуская двигатель, пользуются батареей с бобиной и электрическим прерывателем, а когда двигатель разовьёт нормальное число оборотов, переходят на зажигание от магнето. Применяют также магнето с пусковым ускорителем, дающим возможность получить искру при малых оборотах двигателя.

Для привода магнето или генератора ставят редуктор с передачей от главного или распределительного вала.

Угол опережения зажигания устанавливают опытным путём — для каждого двигателя в отдельности, так чтобы можно было получить наибольшую вспышку не ранее перехода через верхнюю мёртвую точку, во избежание ударов на вал. При этом надо учитывать время, необходимое для распространения пламени от свечи в глубь камеры горения. При малых нагрузках и работе на обеднённой смеси опережение зажигания увеличивают, а при пуске двигателя уменьшают.

Назначение газового смесителя — производить тщательное перемешивание газа и воздуха при относительно больших скоростях движения этих потоков. При переводе двигателя Дизеля на газ смеситель может быть сделан общий (централизованный) и индивидуальный, т. е. каждый цилиндр двигателя может иметь свой смеситель.

При общем смесителе газо-воздушная смесь поступает в коллектор, из которого питаются смесью все цилиндры двигателя. Недостатком общего смесительного устройства является следующее:

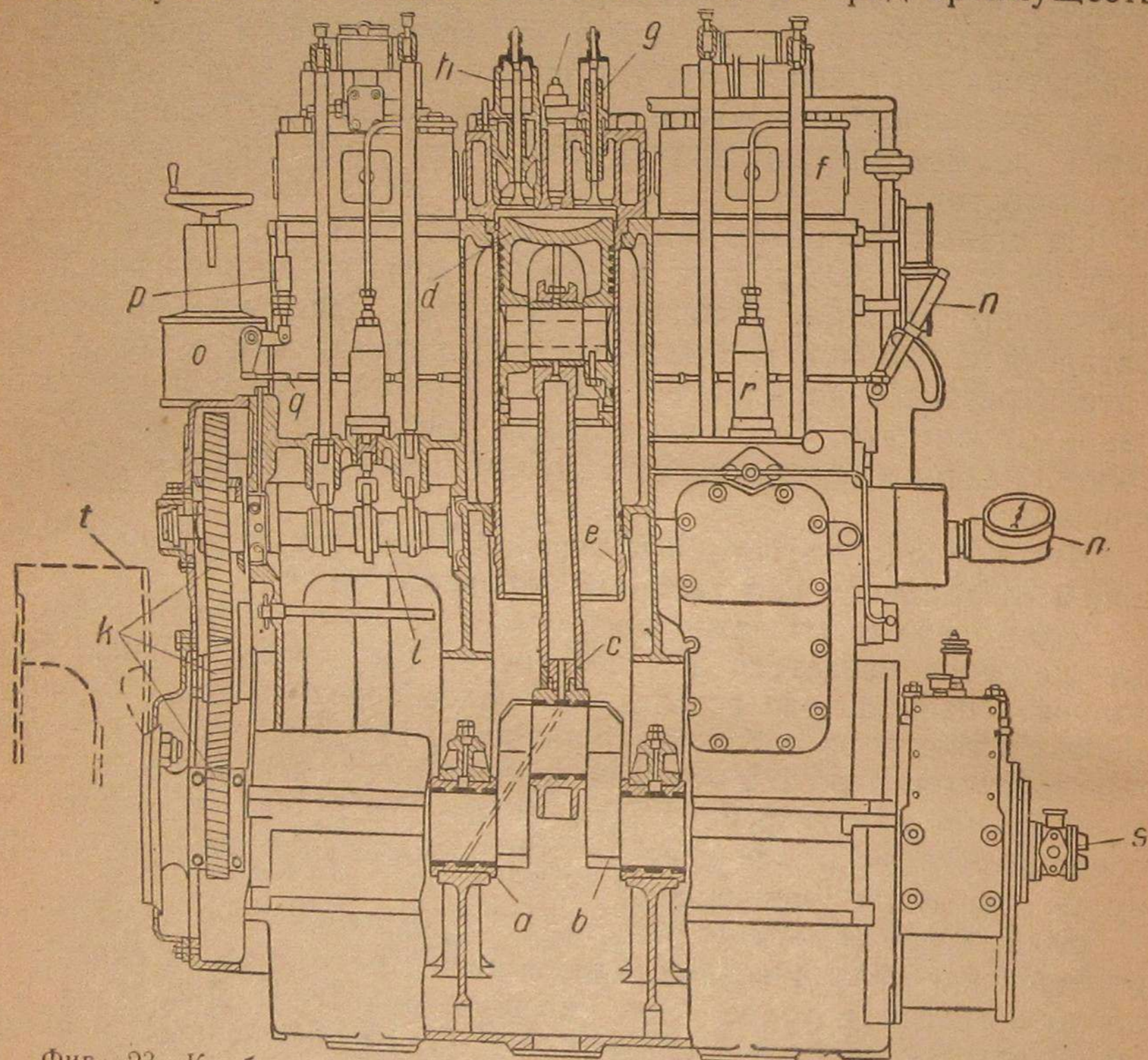
- 1) его большой объём, вызывающий опасность взрыва смеси;
- 2) трудность достижения равномерного распределения смеси по отдельным цилиндрам двигателя.

Эти недостатки устраняются при помощи обладающих малым объёмом индивидуальных смесителей, которые располагаются перед всасывающими клапанами. Общее смесеобразование может быть рекомендовано для применения только в двух-трехцилиндровых

вых двигателях с максимальной мощностью 40—50 л. с. в цилиндре.

Индивидуальное смесеобразование, т. е. смесеобразование для каждого цилиндра в отдельности, рекомендуется применять для многоцилиндровых двигателей большой мощности. Индивидуальное смесеобразование может устраиваться или в виде выносного смесительного устройства (не изменяя всасывающего клапана) или в виде индивидуального всасывающего клапана.

Применение выносного смесительного устройства по сравнению с индивидуальным клапаным смесителем имеет ряд преимуществ,



Фиг. 23. Комбинированный двигатель, приспособленный для работы на нефти по циклу Дизеля.

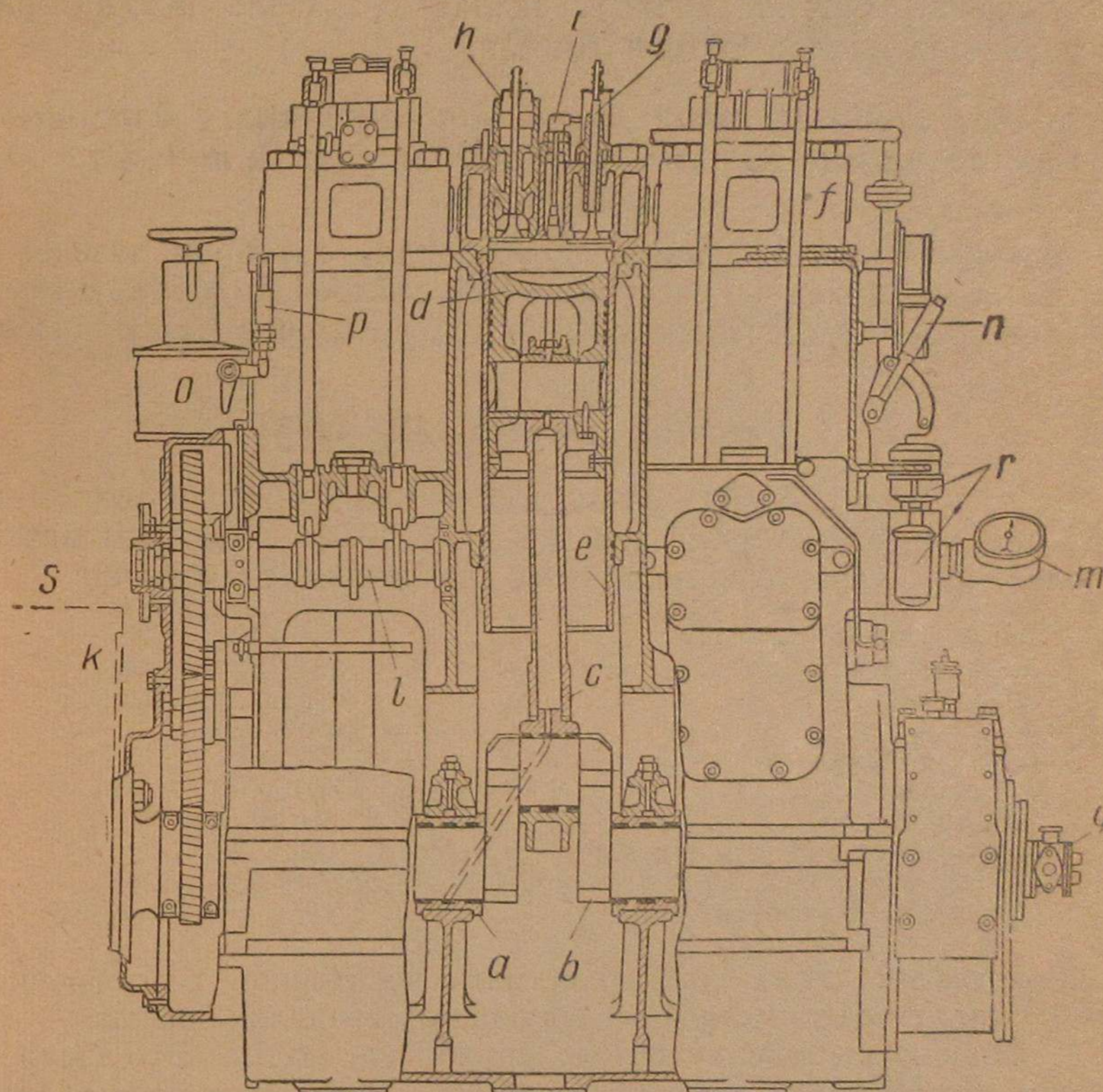
так как в первом случае не требуется переделывать или менять всасывающие клапаны, которые усложняют переделку двигателя при переводе его на газ.

Регулирование состава смеси должно быть автоматическим при помощи газовых и воздушных дросселей. Привод от регулятора к дросселям должен быть возможно простым.

При питании газом от газовсасывающих газогенераторов для выносных смесителей следует избегать перекрытия фаз впускного и выпускного клапанов, так как это может вызвать обратный удар остаточных газов и воспламенение смеси. В этом

случае всасывающий клапан должен начать открываться на 10—12° позже закрытия выпускного клапана.

При переводе дизеля на работу по циклу Отто на генераторном газе неизбежно понижение мощности на 15—20% и даже больше, так как уменьшается степень сжатия, снижается теплотворная способность рабочей смеси и уменьшается коэффициент подачи из-за дополнительных гидравлических сопротивлений во всасывающей системе. Чтобы уменьшить это снижение мощности,



Фиг. 24. Комбинированный двигатель, приспособленный для работы на газе по циклу Отто.

рекомендуется работать так, чтобы при полной нагрузке избыток воздуха не превышал 1,1—1,15, по возможности больше ослабить дополнительные сопротивления и несколько повысить число оборотов двигателя, если это допустимо по прочности деталей.

На фиг. 23 показан двигатель, работающий на нефти по циклу Дизеля, а на фиг. 24 показан тот же двигатель, работающий на газе по циклу Отто.

Из этих двух иллюстраций можно легко получить представление о тех изменениях, которые необходимо сделать при переводе двигателя Дизеля на работу газом по циклу Отто.

Из этих фигур видно, что вместо форсунки i у дизеля в газовом двигателе ставится запальная свеча. Благодаря укорочению шатуна c в газовом двигателе увеличивается камера сжатия, а вместе с этим уменьшается и давление сжатия.

Топливные насосы r у двигателя Дизеля удалены и взамен их пристроены запальные устройства.

О различии в процессах, происходящих в одном и том же двигателе Дизеля, работающем на нефти и на газе, даёт ясное представление фиг. 25, показывающая сравнение индикаторных диаграмм для циклов Отто и Дизеля.

а) Отечественный опыт перевода нефтяных двигателей на газ по циклу Отто с подводом газа в течение хода всасывания

Ознакомившись с общими положениями перевода дизелей на газ по данной схеме, приступим к рассмотрению конструктивных особенностей уже переведённых на газ некоторых типов дизелей.

1. Газовый двигатель ЗВГ 26/38

По проекту НИДИ Минтяжмаша был разработан метод перевода на генераторный газ дизеля ЗБК-38 завода «Двигатель революции». Характеристика этого двигателя следующая:

Число цилиндров	3
Тактность двигателя	четырёхтактный.
Тип двигателя	вертикальный,
	тронковый.
Диаметр цилиндров	260 мм.
Ход поршней	380 мм.
Число оборотов	300 об/мин.
Нормальная мощность на нефти	105 л. с.
Среднее эффективное давление	$p_e = 5,2 \text{ кг/см}^2$.
Допустимая перегрузка	10% в течение часа.

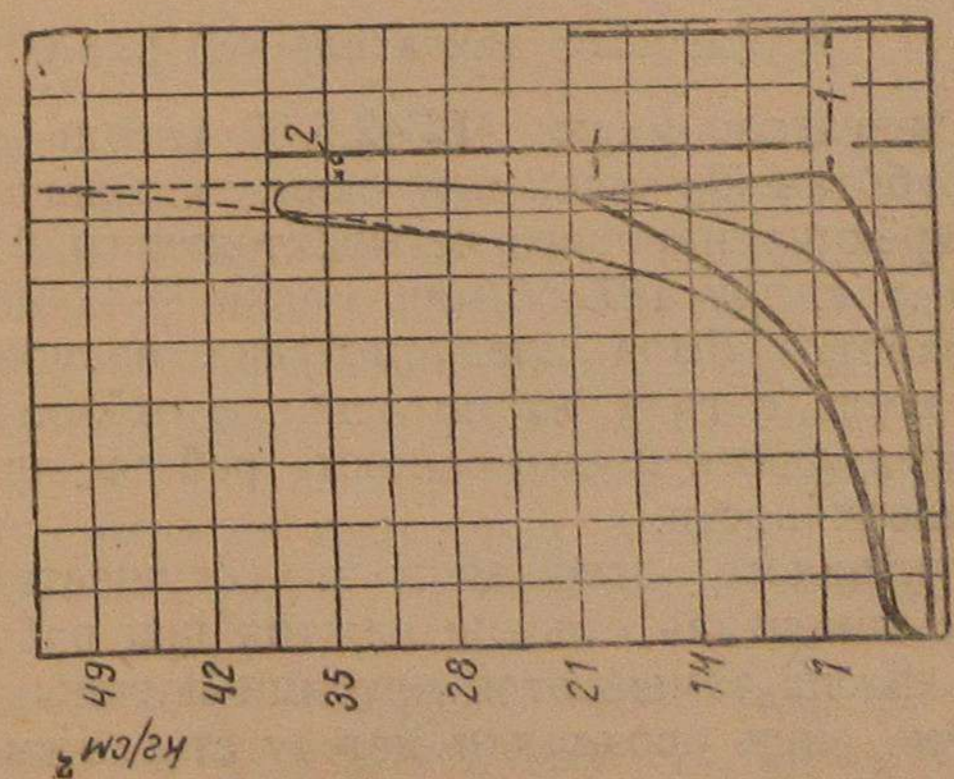
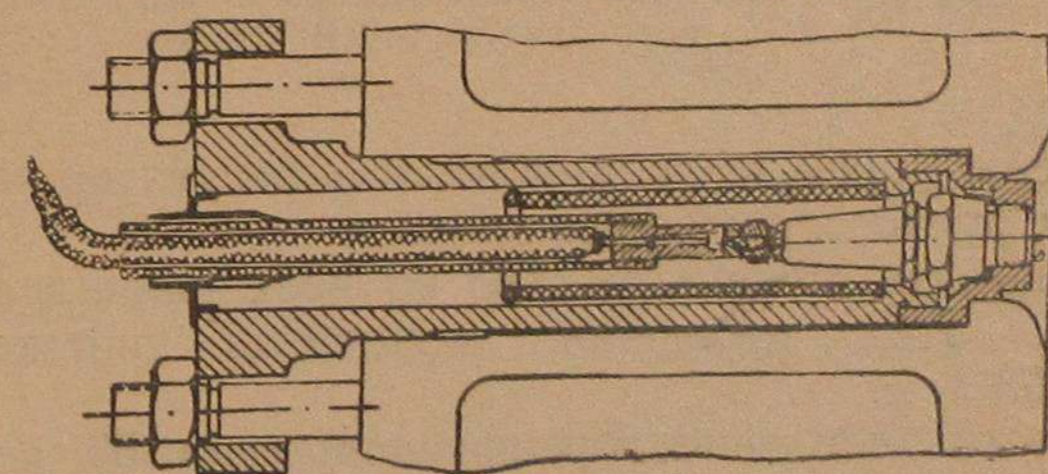
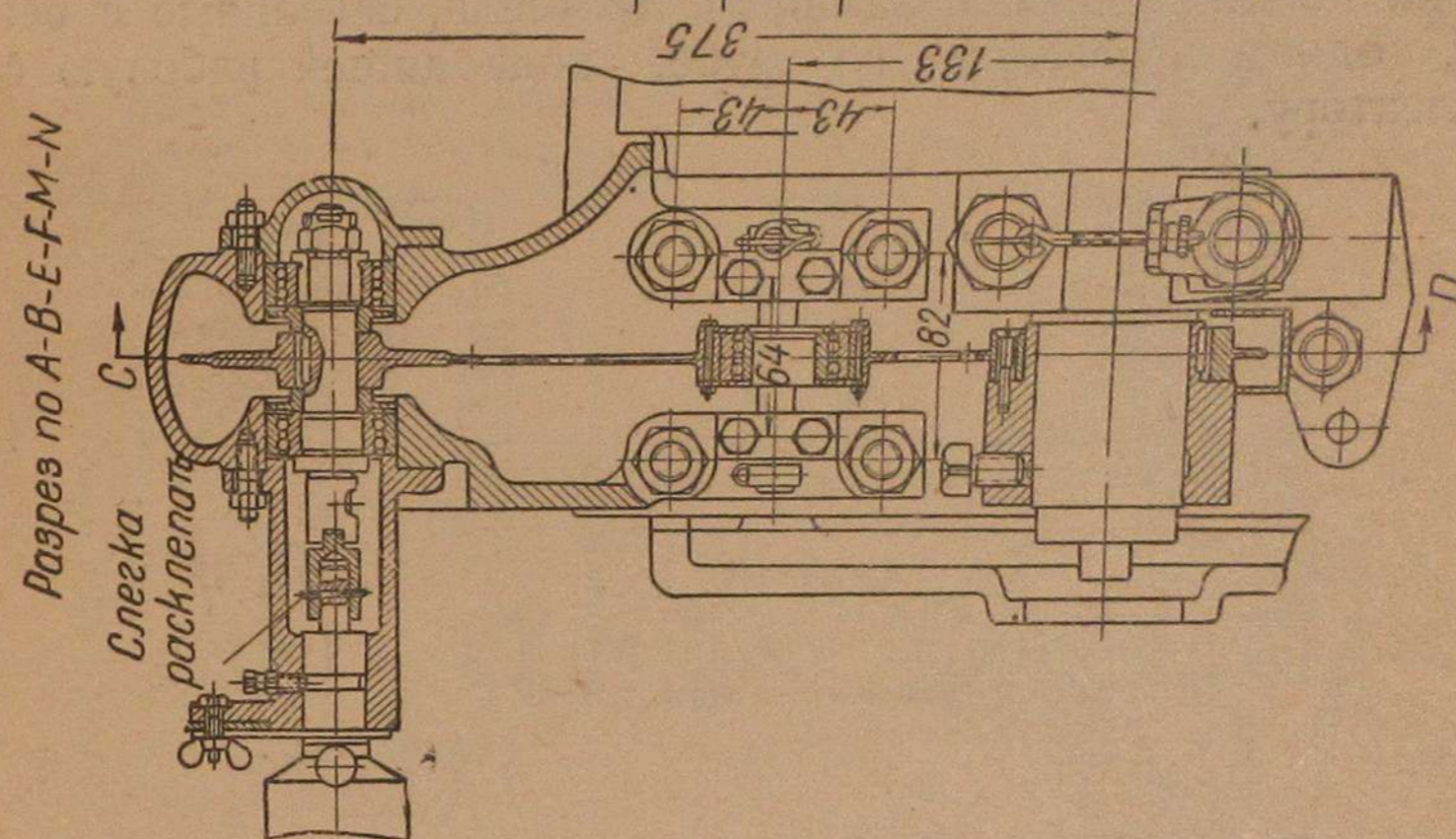
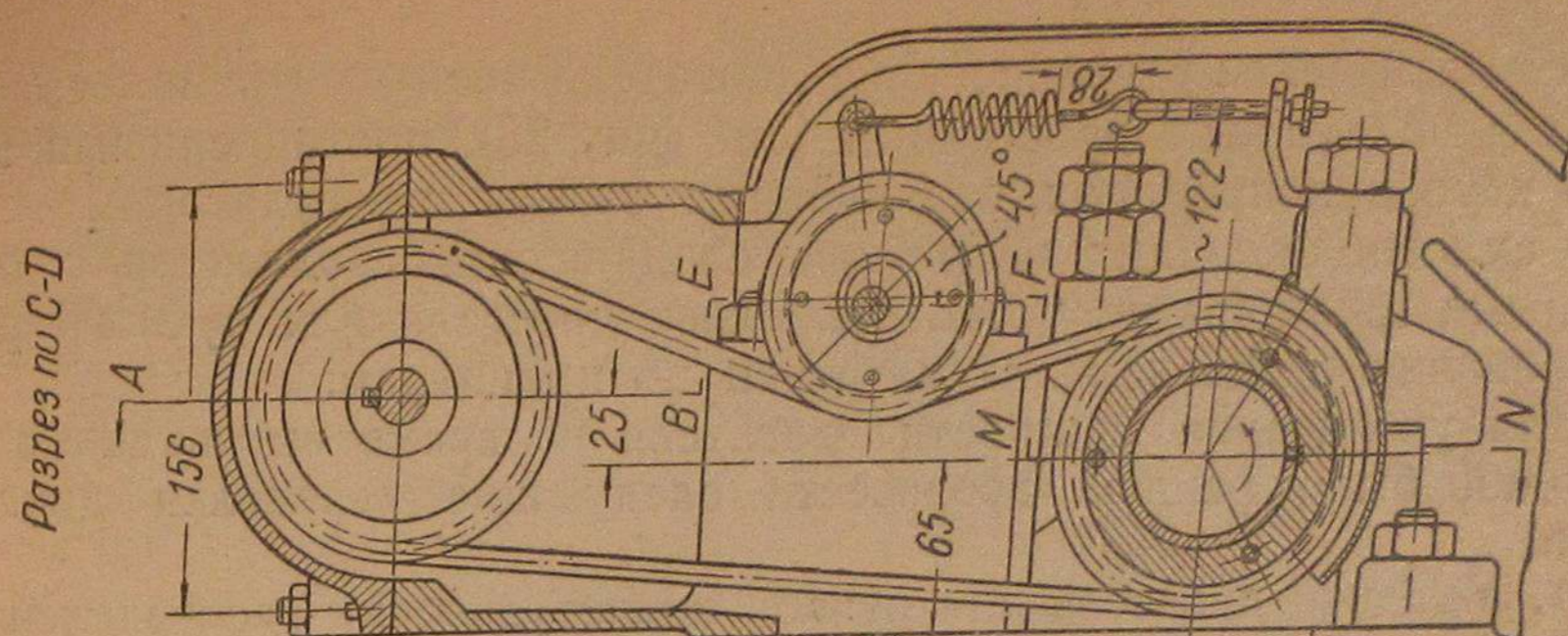
Для работы этого двигателя на генераторном газе проектом НИДИ были предусмотрены следующие переделки дизеля:

1. Степень сжатия двигателя снижалась до 7,5. Это было намечено осуществить и осуществлялось путём укорочения шатунов и срезания верхней кромки поршня, с удалением и верхнего поршневого кольца.

2. Устанавливалась система зажигания из деталей зажигания автомобиля ЗИС, а именно: шестивольтовая динамомашинка, аккумулятор, прерыватель-распределитель и bobина. Свеча помещалась в особой втулке, устанавливаемой вместо форсунки (фиг. 26).

3. Привод динамомашинки зажигания осуществлялся от коленчатого вала со стороны вспомогательных механизмов двигателя. Привод прерывателя-распределителя, получающего движение от распределительного вала, показан на фиг. 27.

4. Смесеподводящая система двигателя была выполнена с общим коллектором, подводящим смесь к цилиндрам, и с общей газосмесительной установленной перед ним камерой (фиг. 28).



Фиг. 25. Сравнение индикаторных диаграмм для циклов Отто и Дизеля:

1 — камера сжатия при работе по циклу Отто; 2 — камера сжатия при работе по циклу Дизеля.

Фиг. 27. Привод прерывателя-распределителя для газового двигателя ЗВГ 26/38.

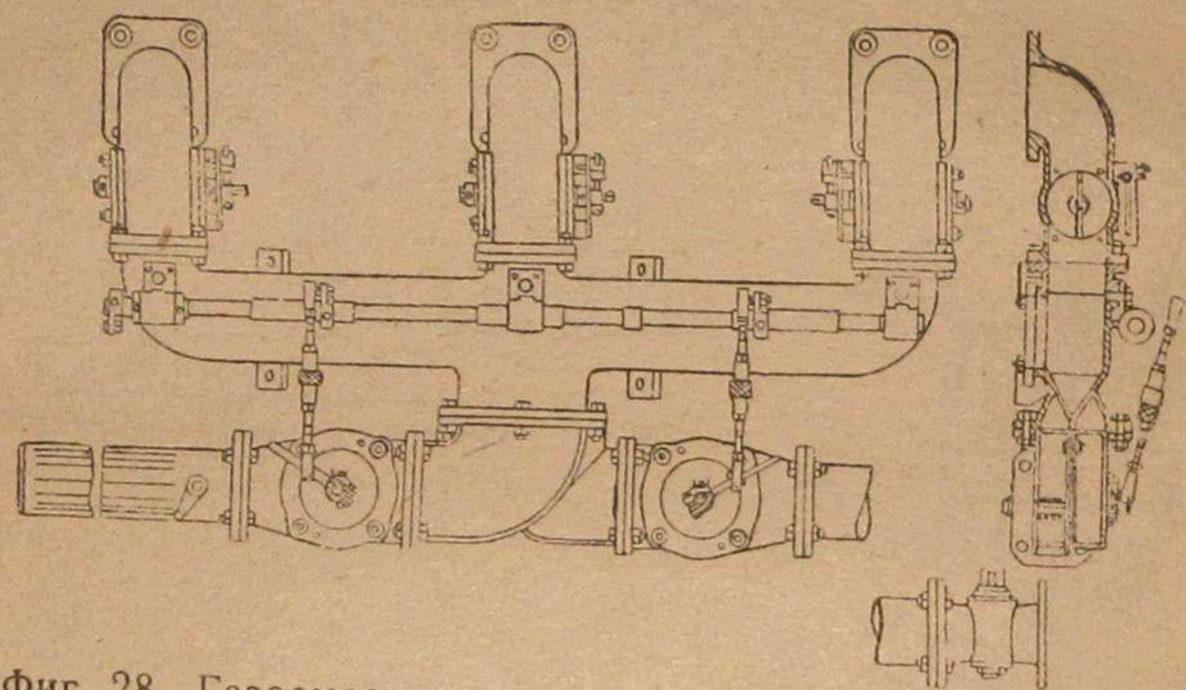
Фиг. 26. Установка запальной свечи для газового двигателя ЗВГ 26/38.

Автоматическое регулирование двигателя предусматривалось газовым и воздушным дросселями (см. фиг. 28), поставленными на газо- и воздухопроводах, соединённых тягами с регулятором.

В смесеподводящих патрубках, соединяющих коллектор с отдельными цилиндрами, устанавливались дроссели для ручного регулирования распределения нагрузки по цилиндрам.

Для увеличения мощности двигателя во время его наладки и доводки было решено произвести следующие переделки двигателя:

1. Удалить дроссель для ручной подрегулировки распределения нагрузки по цилиндрам и заменить дроссели, связанные с регулятором, одним дросселем на трубе, подводящей рабочую смесь к коллектору.



Фиг. 28. Газосмесительная камера и коллектор газового двигателя 3BG 26/38.

Дроссели, прежде соединённые с регулятором, были использованы для ручного регулирования.

2. Повысить степень сжатия во всех цилиндрах до 9,3. После этих переделок мощность двигателя повысилась с 73 до 93 л. с.

При этом давление горения достигало 50 кг/см^2 .

2. Газовый двигатель 4BG42,5/60

Газовый двигатель марки 4BG42,5/60 завода «Двигатель революции» разработан Центральным бюро тяжелого машиностроения на базе четырёхцилиндрового четырёхтактного бескомпрессорного дизеля в 400 л. с. при 187 об/мин. марки Ч-42,5/60.

При разработке была предусмотрена возможность перевода работы двигателя с газа на моторное тяжёлое топливо с минимальными переделками и возможность работы двигателя на газах различной калорийности.

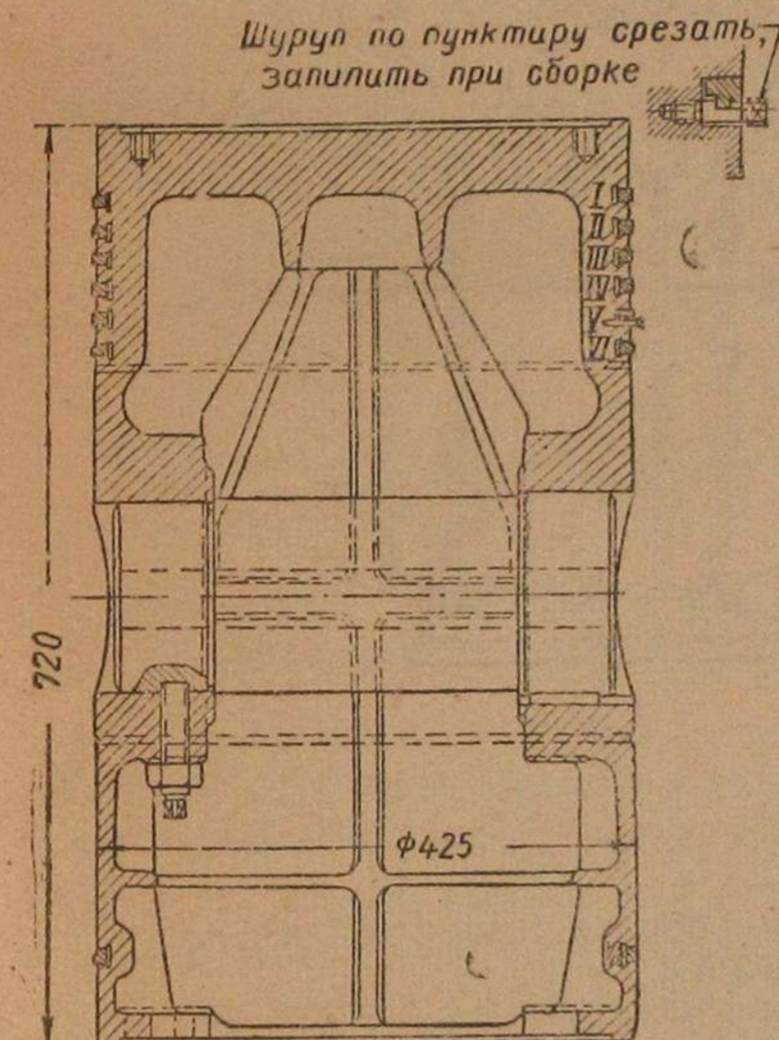
В конструктивном отношении это осуществлено следующим образом. Для изменения степени сжатия при работе двигателя на газе поршни дизеля заменяются другими поршнями. Шатуны остаются прежними, лишь прокладки между стержнем нижней головки

шатунa заменяются новыми в зависимости от требуемой степени сжатия.

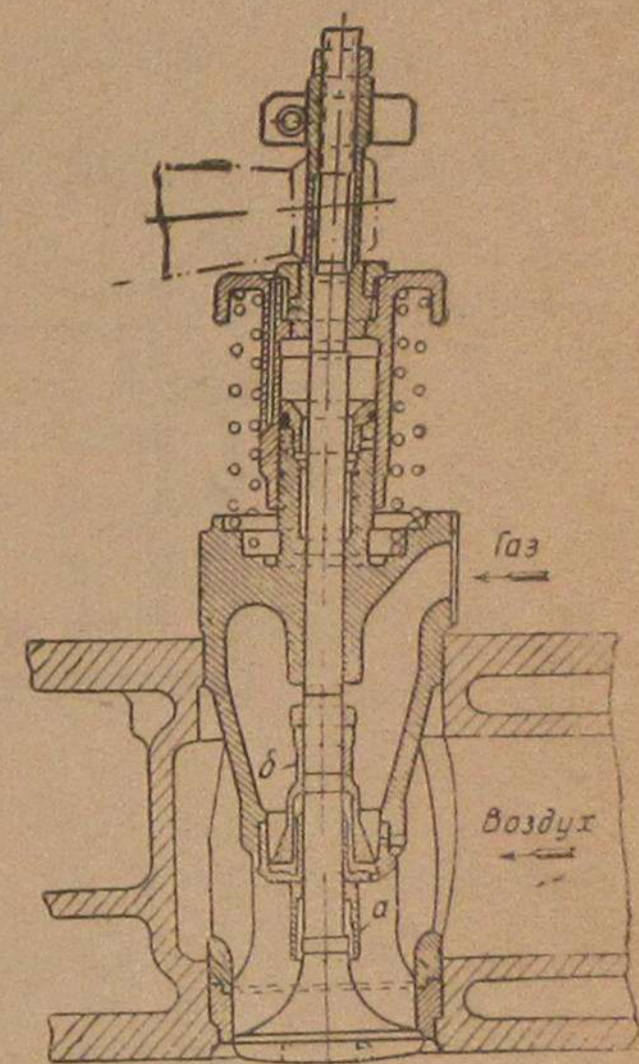
Поршни газового двигателя цельные, меньшей высоты, с плоским дном, с пятью газоплотнительными и двумя маслоуплотнительными кольцами (фиг. 29).

Всасывающий клапан имеет особую по сравнению с клапаном дизеля конструкцию (фиг. 30). На стержне всасывающего клапана насажены газовый клапан а с полужёсткой посадкой и газовый конус б.

При изменении размеров газовых конусов будет изменяться количество поступающего в цилиндр газа. Таким образом, смена



Фиг. 29. Поршень газового двигателя 4BG42,5/60.



Фиг. 30. Всасывающий клапан газового двигателя 4BG42,5/60.

или подбор конусов даст возможность работать двигателю на следующих газах:

- 1) на природном нефтяном газе калорийностью $13\,000 \text{ кал/м}^3$;
- 2) на газе коксовых печей калорийностью около 4850 кал/м^3 ;
- 3) на светильном газе калорийностью 5000 кал/м^3 .

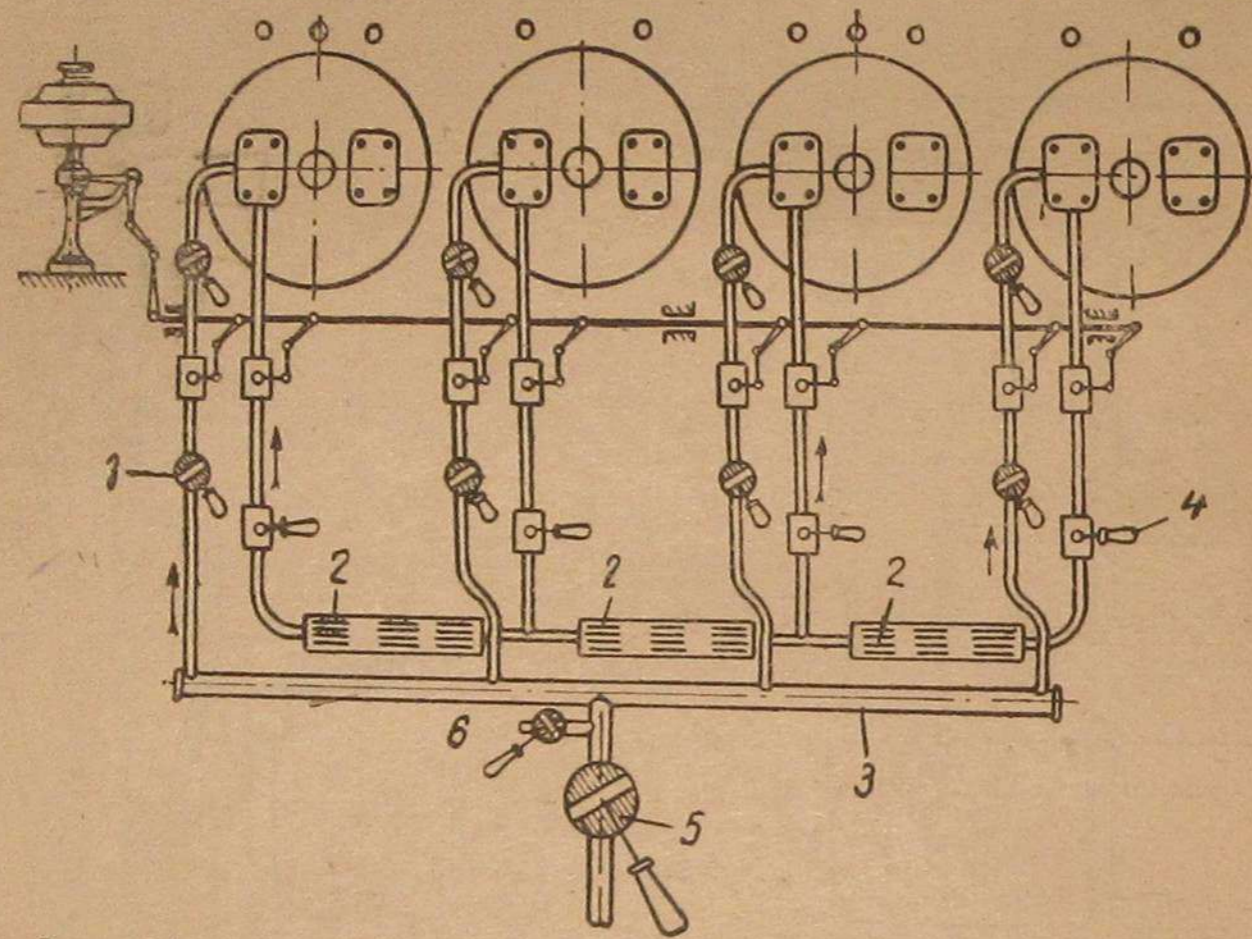
Регулирование двигателя — количественное, осуществляется дросселями (фиг. 31). Дроссели связаны рычажками с отсечным валиком, приводимым в свою очередь тягами от регулятора дизеля. Величина газового дросселя подбирается для каждого из названных газов особо, для того чтобы его открытие находилось в соответствии с ходом муфты регулятора. Перед каждым цилиндром установлен газовый кран, при помощи которого можно подрегулировать поступление газа в каждый цилиндр в отдельности.

Перед остановкой двигателя необходимо закрыть общий кран и, дав сперва двигателю выработать весь газ, находящийся в тру-

бах между газовым краном и двигателем, перекрыть затем все газовые краны.

Зажигание — двойное, осуществляется двумя магнето БС8П завода АТЭ с ускорителями. Магнето устанавливается на корпусе привода нефтяного насоса дизеля.

На место кулака нефтяного насоса на распределительный вал ставится коническая шестерня, от которой и получают, через винтовые шестерни, привод магнето. На приводе магнето имеется так называемый предельный предохранительный выключатель. При превышении нормального числа оборотов двигателя на известную величину или при разгоне двигателя выключатель замыкает пер-



Фиг. 31. Схема питания и регулирования газового двигателя 4ВГ42,5/60:

1 — ручная регулировка газа; 2 — воздух; 3 — газ; 4 — ручная регулировка воздуха; 5 — главный газовый кран; 6 — кран для сообщения газовой магистрали с атмосферой

вичную цепь магнето, выключает зажигание, и двигатель останавливается.

Свечи — нормальные автомобильные по ОСТ 5257, устанавливаются в гнездах форсуночного и предохранительного клапанов дизеля.

При эксплуатации двигателя 4ВГ42,5/60 в условиях промышленной электростанции на природном нефтяном газе ($Q \approx 8000 \text{ кал/м}^3$) он развивает до 275 кВт (374 л. с.), а на тяжелом моторном топливе — 260 кВт (354 л. с.).

Повышенная мощность двигателя, работающего на природном газе, объясняется более калорийным тепловым зарядом, чем при работе двигателя на нефти.

3. Газовый двигатель ДР4-60 завода «Двигатель революции»

Для использования в нефтяных районах треста «Эмбанефть» природного газа в дизелях было решено перевести двигатель ДР4-60 с нефти на природный газ, с переходом от цикла высо-

кого сжатия к циклу низкого сжатия. Работы по переводу двигателя ДР4-60 на газ производились лабораторией ДВС МММИ на основании заключённого договора между лабораторией и трестом «Эмбанефть». При переводе двигателя на газ подчёркивалась необходимость такого переконструирования двигателя, которое обеспечивало бы возможность быстрого перехода с нефти на газ и обратно. Это требование обусловлено спецификой условий работы на промыслах, не допускающих длительной остановки двигателя, и возможностью временного прекращения выхода газа.

Характеристика двигателя ДР4-60

Тип двигателя — блочный, конструкции МАН, с вертикальным расположением цилиндров.

Число цилиндров	4
Тактность	четырёхтактный, бескомпрессорный.
Диаметр цилиндров	$D = 425 \text{ мм.}$
Ход поршней	$S = 600 \text{ мм.}$
Число оборотов	$n = 187 \text{ об/мин.}$
Мощность	$N_e = 400 \text{ л. с.}$

Конструктивная задача переделки двигателя исходила из предпосылки минимальной затраты времени на перевод двигателя с нефти на газ и обратно. Поэтому для понижения степени сжатия такие варианты, как смена крышек, смена шатунов, поднятие крышек за счёт введения под них подкладок и др., требующие большей затраты времени, должны были быть отброшены.

Необходимое снижение степени сжатия с $\epsilon = 13$ до $\epsilon = 5,5$ достигнуто заменой существующих поршней поршнями с пониженными на 60 мм днищами. Основные конструктивные формы поршней сохранены прежними. Для возврата к старой степени сжатия под лапу шатуна подводится специальная прокладка, компенсирующая понижение днища поршня. Необходимость смены шатунных болтов при переходе с одного вида топлива на другой, т. е. при работе без прокладки и с прокладкой, устранена тем, что при работе без прокладки ставятся специальные, удлиненные гайки болты же выполнены улинёнными, что позволяет при работе с прокладкой пользоваться гайками нормальными.

На фиг. 32 представлен общий вид двигателя ДР4-60, переделанного на газ, на котором указана сборка шатуна для степени сжатия $\epsilon = 5,5$; на болтах — специальные удлиненные гайки. Для питания двигателя газом протянут газопровод, расположенный под всасывающим коллектором (фиг. 32, 33 и 34). От этого трубопровода газ отдельными патрубками подводится к смесительной камере каждого цилиндра. Для получения смесительной

камеры (фиг. 35) корпус всасывающего клапана заменён корпусом выхлопного клапана, что позволило использовать его полость водяного охлаждения *a* как канал для подачи газа, а весь корпус применить как смешительную камеру (при переделке двигателя предполагается взять корпуса выхлопных клапанов из запасных частей).

Внутренняя полость *a* соединяется с пространством над всасывающим клапаном рядом сверлений *d*, перекрываемых газовым клапаном *b*. Поток газа из-под клапана *b* примерно перпендикулярен потоку воздуха, что должно способствовать хорошему смесеобразованию. Газовый клапан свободно сидит на штоке всасывающего клапана, посадка клапана *b* осуществляется пружиной *c*.

Автоматическое регулирование двигателя — количественное.

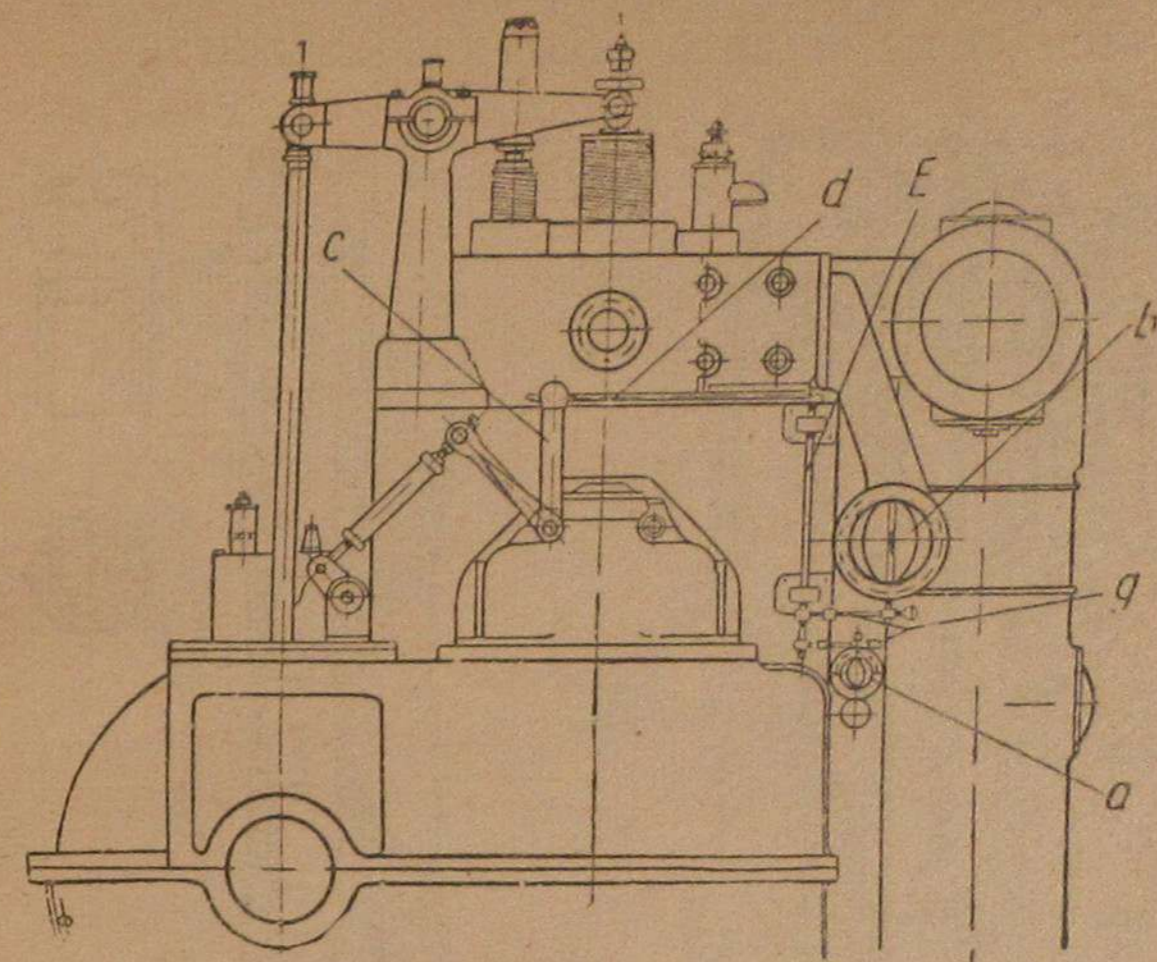
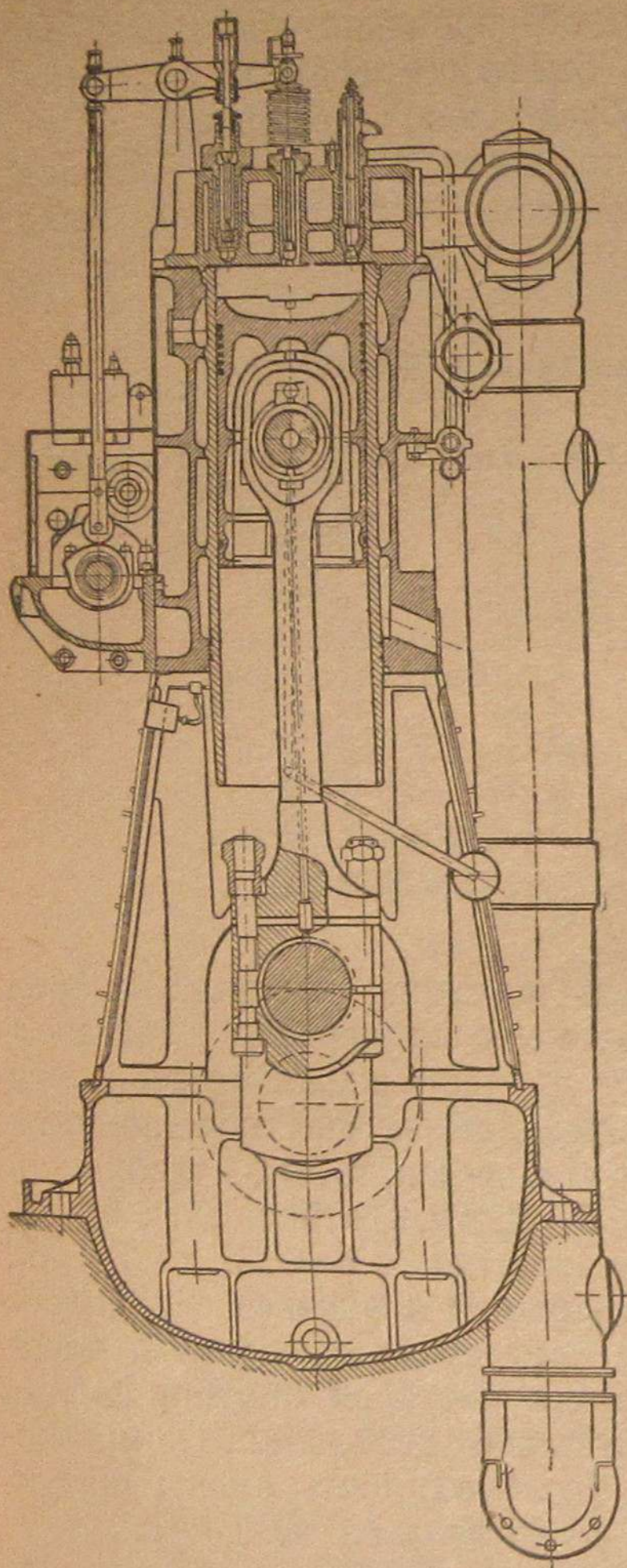
Регулятор (фиг. 33), расположенный на торце машины у маховика, при работе на нефти системой рычагов воздействует на отсечный вал нефтяных насосов, расположенных с левой стороны.

Для регулирования на газе нефтяные насосы выключаются, и воздействие регулятора передаётся на правую сторону машины. Рычаг *c* через тягу *d* с двумя шаровыми шарнирами воздействует на вертикальный валик *E*. На этом валике посажены хомуты, поворачивающие через тягу *g* дроссельные заслонки — газовую *a* и воздушную *b*.

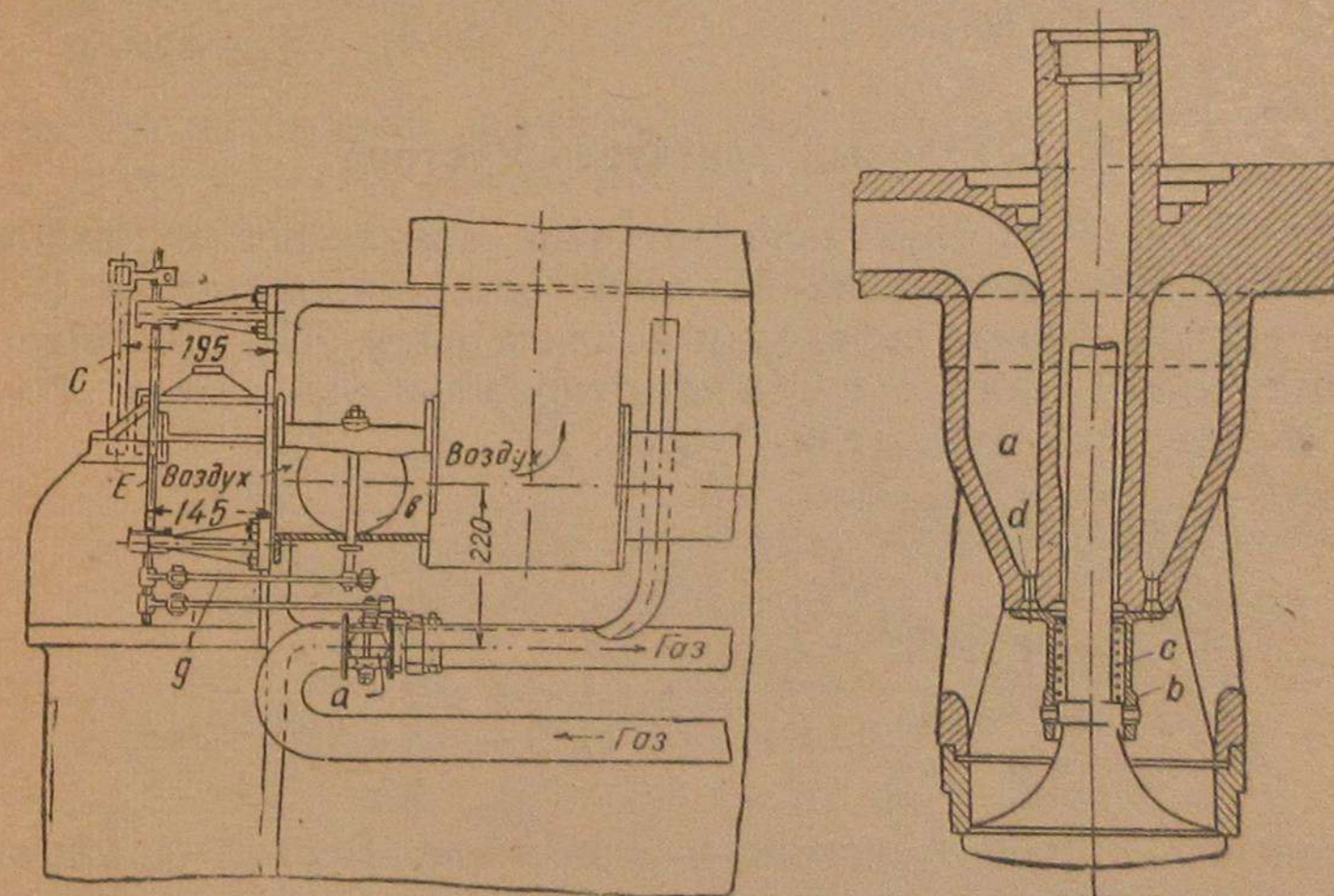
Фиг. 32. Общий вид двигателя ДР4-60, переведенного на газ.

Регулирование ручное — качественное, воздействием на краны газовой и воздушной линий.

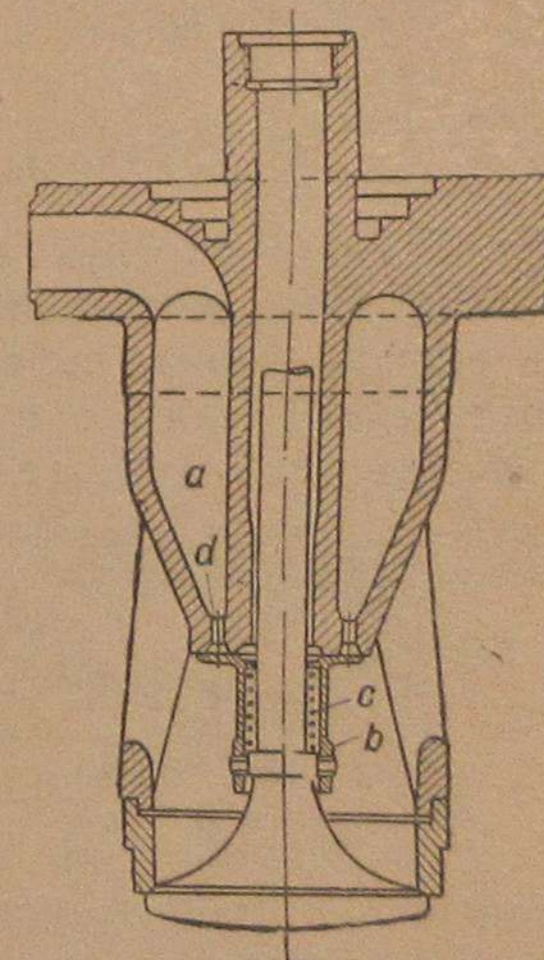
Зажигание рабочей смеси электрическое, с помощью авиационных свечей. Свечи ввёртываются в специальные стаканы (фиг. 36), вставляемые в гнезда форсунок, вынимаемых при работе на газе.



Фиг. 33. Связь регулятора с газовой и воздушной заслонками.

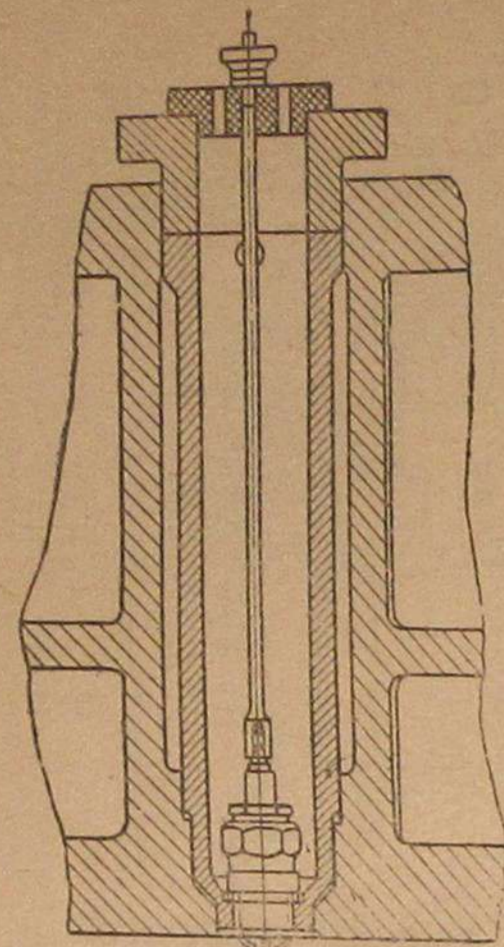


Фиг. 34. Расположение воздушного и газового трубопроводов.

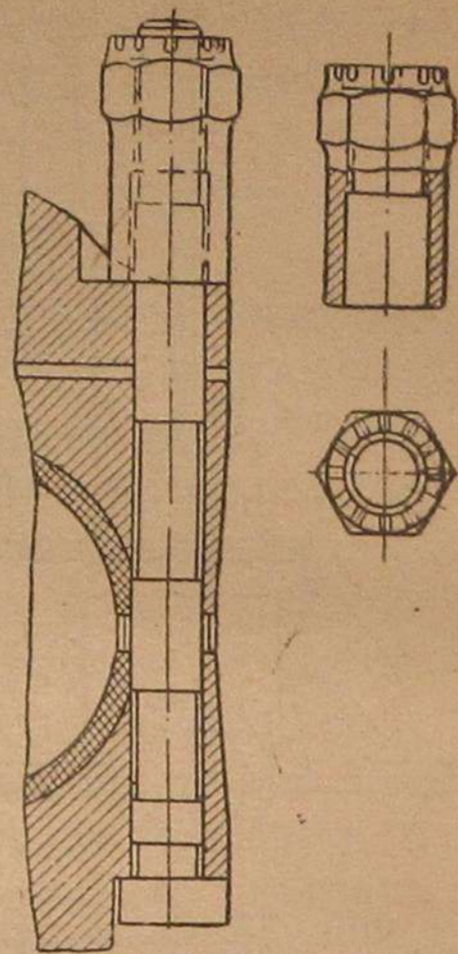


Фиг. 35. Всасывающий смешительный клапан.

Зажигание предусмотрено как батарейное, так и от магнето высокого напряжения. Одна система является резервной и способна заменить другую при её отказе. Для батарейного зажигания используется система автомобильного зажигания.



Фиг. 36. Установка запальной свечи для газового двигателя ДР4-60.



Фиг. 37. Шатунный болт с удлиненной гайкой.

4. Газовый двигатель Рустона

Значительное конструктивное отличие двигателей и различные эксплуатационные задачи их не позволили для двигателя Рустон создать единой формы переделки с двигателем ДР4-60. Ниже дадим краткие сведения о переконструировании двигателя Рустон.

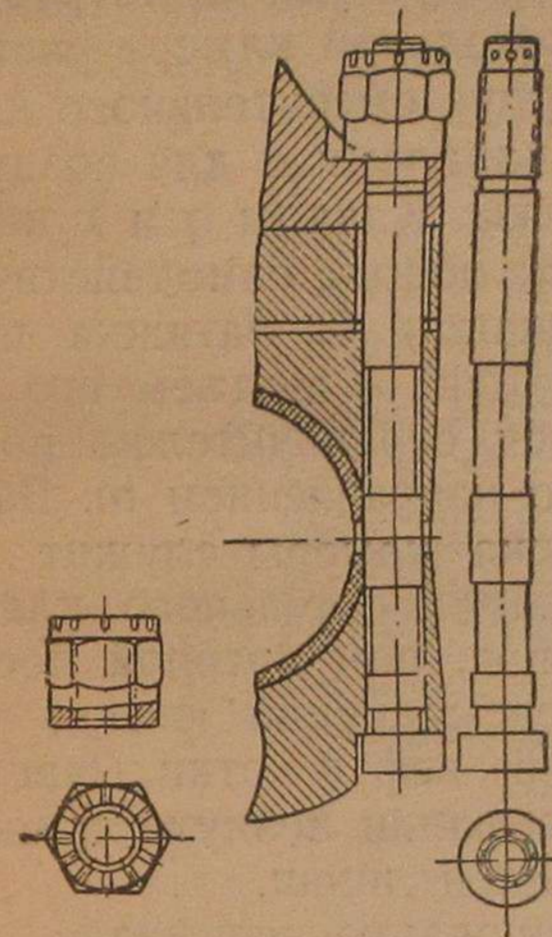
Характеристика двигателя Рустон:

Число цилиндров	3.
Тактность	четырёхтактный, бескомпрессорный.
Диаметр цилиндров	$D = 254$ мм.
Ход поршней	$S = 384$ мм.
Число оборотов	$n = 375$ об/мин.
Мощность	$N_e = 112$ л. с.

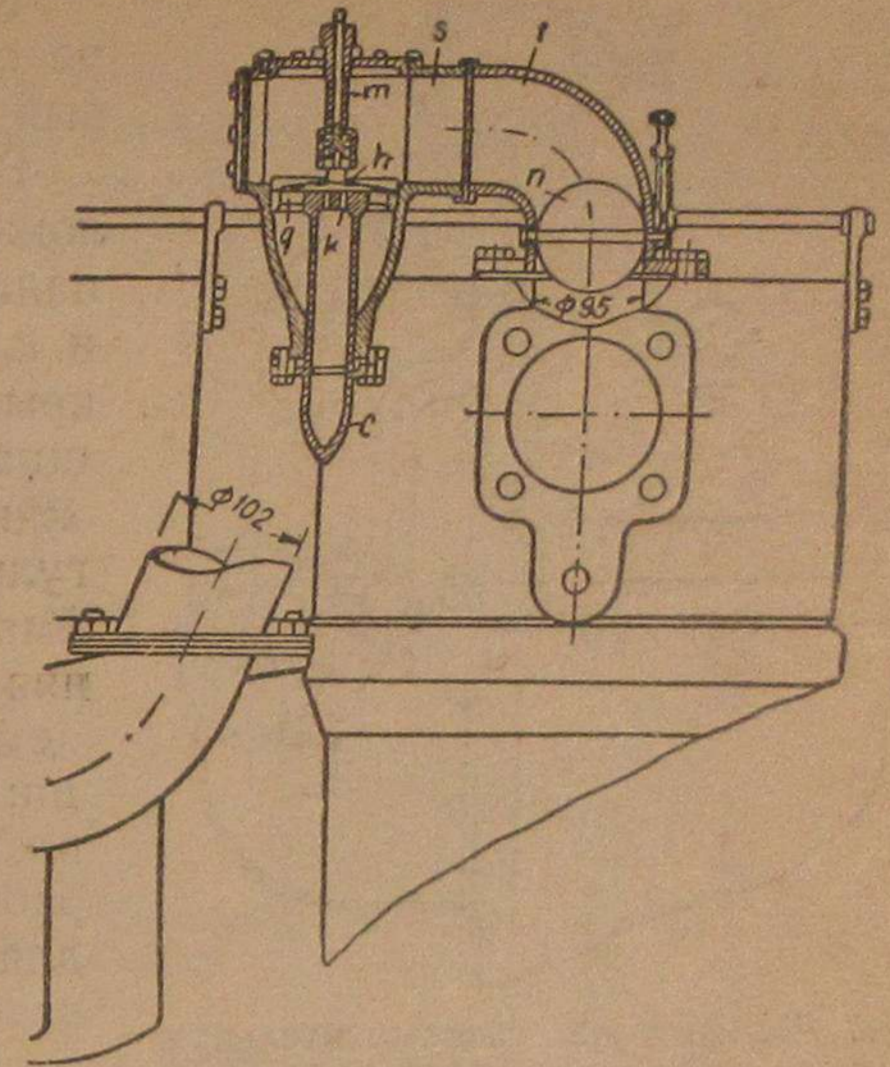
Изменение степени сжатия в двигателе Рустон достигается тем, что выполняются укороченные шатуны. С этими шатунами двигатель имеет степень сжатия $\epsilon = 5,5$ против степени сжатия $= 12,7$ на нефти. Шатунные болты выполнены удлиненными и для работы на газе приходится ставить специальные удлиненные гайки (фиг. 37). Для восстановления степени сжатия $\epsilon = 12,7$ при работе на нефти под лапу шатуна заводится специальная прокладка, поднимающая поршень на 52,5 мм. В этом случае специальные удлиненные гайки сменяются нормальными (фиг. 38). Таким образом, наиболее длительная операция изменения степени

сжатия сводится к постановке прокладки и смене шатунных гаек и легко выполняется через люки картера.

Схема смесеобразования уясняется из фиг. 39, 40 и 41. Двигатель имеет горизонтальные, всасывающий и выхлопной клапаны.

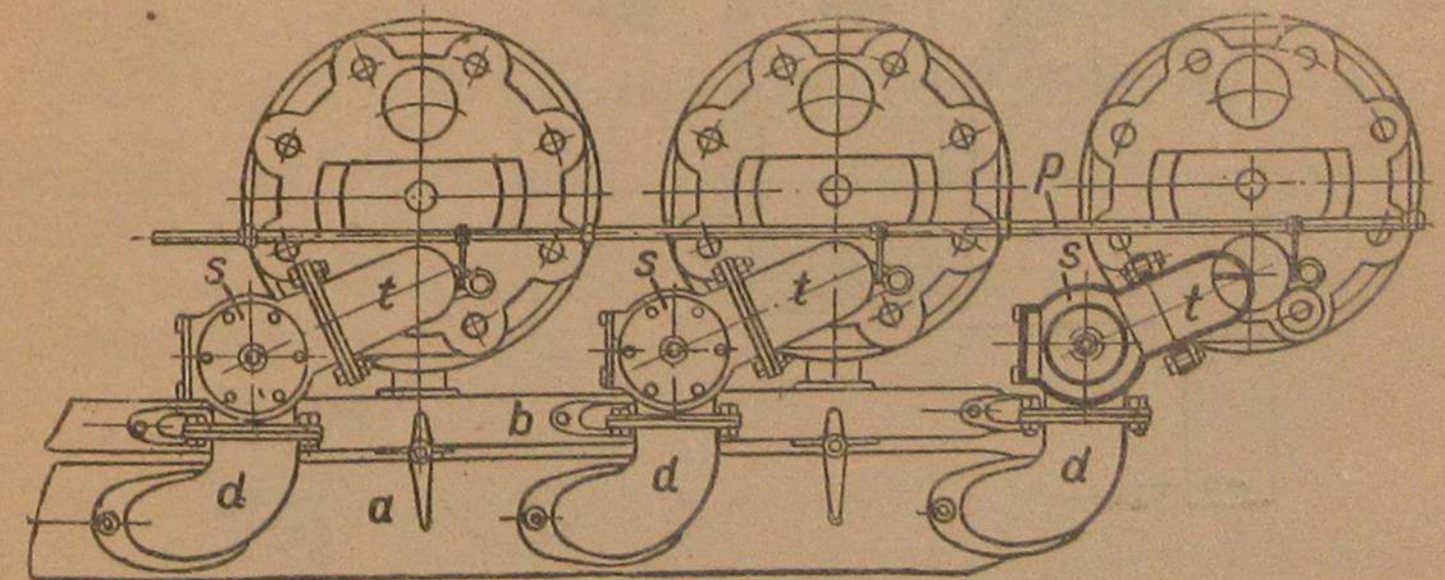


Фиг. 38. Шатунный болт с нормальной гайкой.



Фиг. 39. Смеситель с дросселем двигателя Рустон.

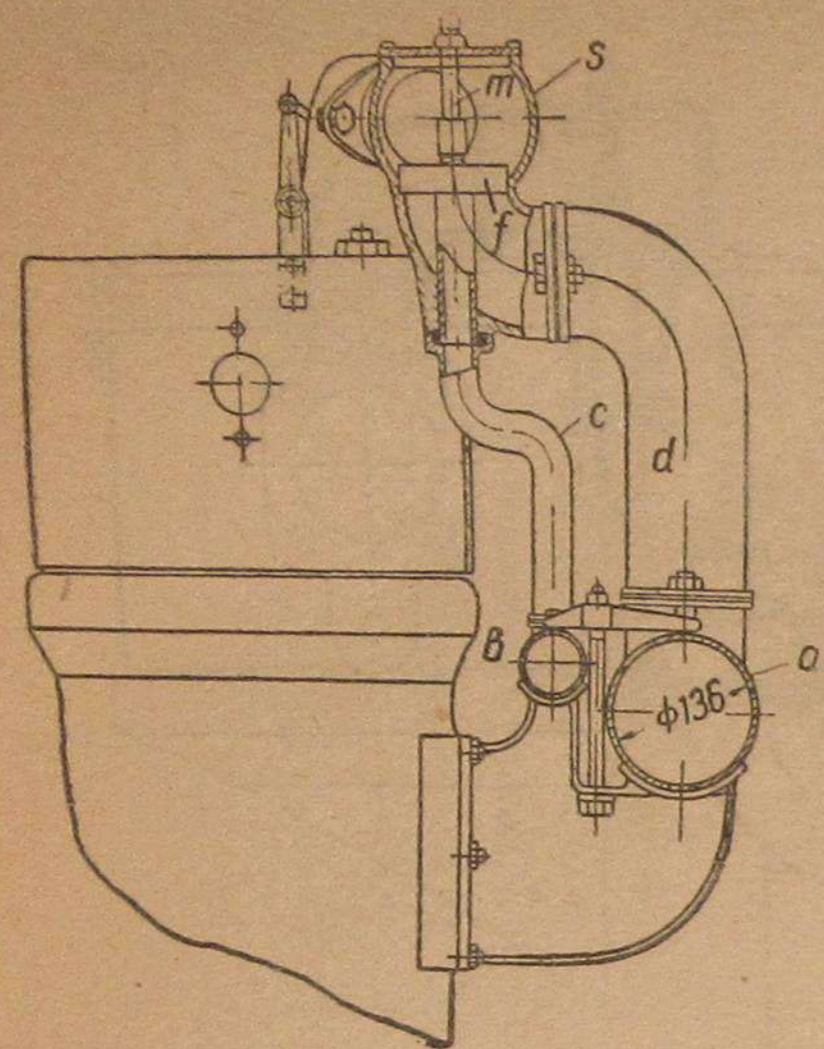
Выхлопной коллектор двигателя проходит над крышками цилиндров, патрубки его опираются на верхние торцы крышек, что обусловлено тем, что от клапанов путь выхлопных газов идёт по каналам, входящим в верхние торцы крышек. Подвод воздуха



Фиг. 40. Вид на газосмесительную систему двигателя Рустон сверху.

к всасывающим клапанам тоже осуществлён через отверстия в верхних торцах крышек. При проектировании газосмесительных органов, в целях ослабления возможных ударов (хлопков) во всасывающую линию, выполнены отдельные смесительные камеры z на каждый цилиндр. Смесительные камеры соединяются патрубками t с входными отверстиями всасывающих каналов.

Для подвода к смесительным камерам воздуха и газа вдоль двигателя протянуты воздушная *a* и газовая *b* линии. Обе линии идут несколько ниже крышек цилиндров и крепятся на общих кронштейнах.

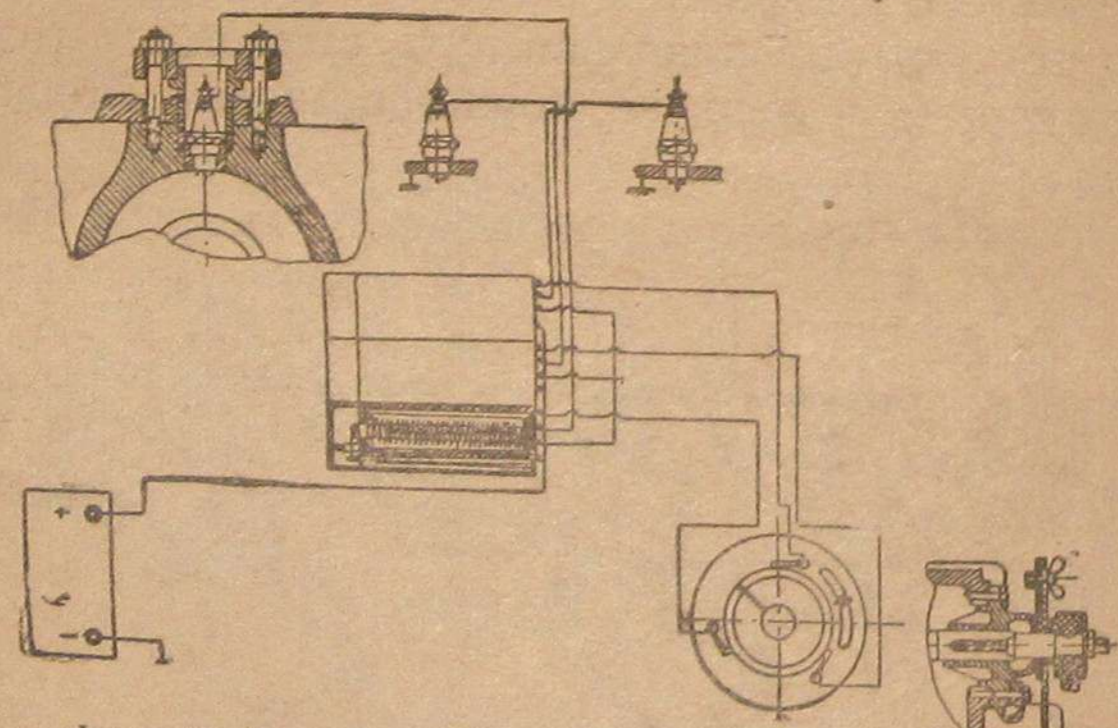


Фиг. 41. Вид на газосмесительную систему двигателя Рустон сбоку.

К каждой смесительной камере от этих линий подходят газовый *c* и воздушный *d* патрубки.

В смесительной камере расположен корпус смесительного клапана *f* с каналами *q* для воздуха и *k* для газа. Каналы *q* и *k* перекрываются общим самодействующим клапаном *h*. Затяжка пружины клапана и подъём его регулируются ограничителем подъёма и его направлением *m*. Верхняя крышка камеры служит для демонтажа смесительного клапана; боковая, под которой поставлена всасывающая сетка, при работе на нефти откидывается для засасывания воздуха помимо всасывающей линии.

Регулирование двигателя—количественное, достигается дросселями *п*, поставленными за смесительными камерами в патрубках между камерами и крышками цилиндров. Регулирование—качественное, ручное, кранами на газовой и воздушной линиях.



Фиг. 42. Зажигание газового двигателя Рустон.

Регулятор двигателя при работе на газе отключается от нефтяного насоса и через продольный валик *p* и систему рычагов воздействует на дроссели *п*.

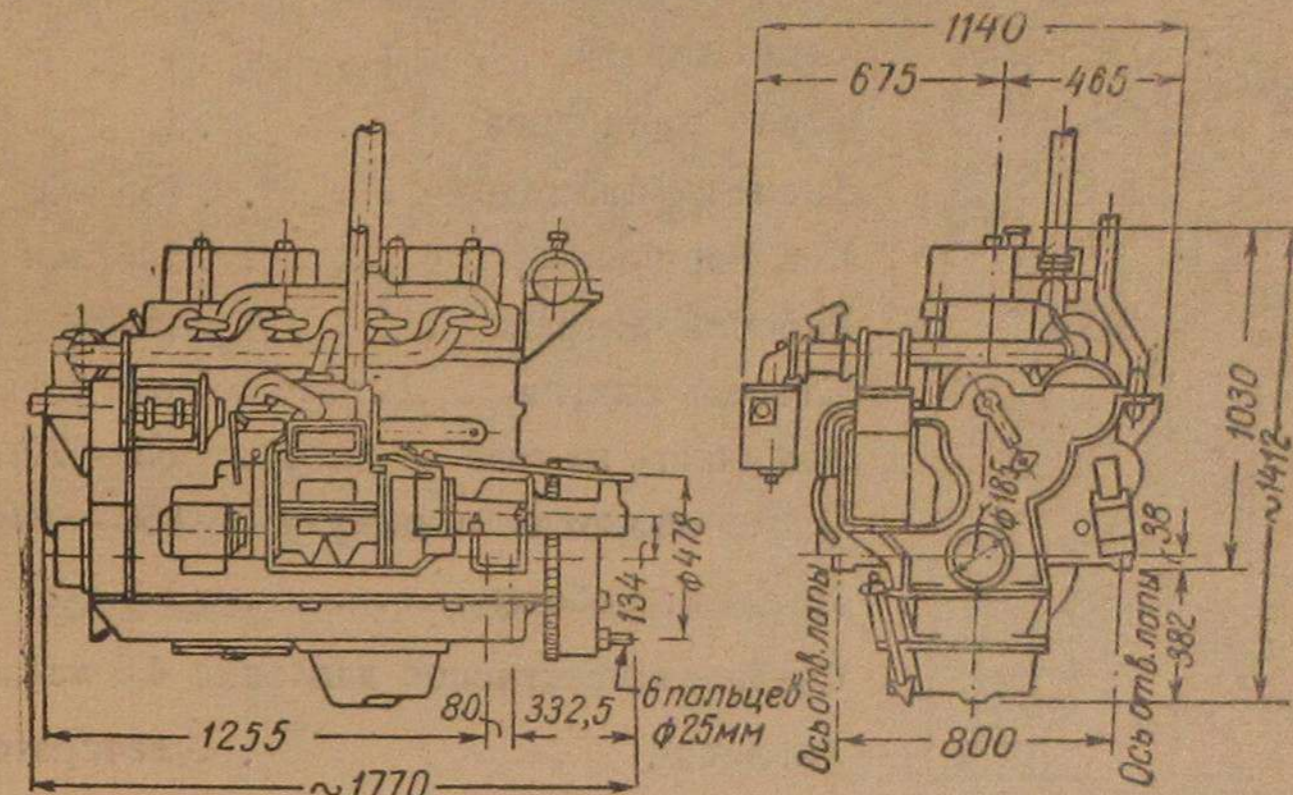
Зажигание двигателя Рустон уясняется из фиг. 42.

При работе на газе свечи устанавливаются в форсуночных гнездах, зажигание—батарееное, распределение зажигания по

цилиндрам выполняется распределителем тока низкого напряжения, допускающим регулирование момента зажигания.

Предусмотрено также зажигание от магнето с передачей к нему движения от распределительного вала.

Работы по переводу двигателя Рустон на газ производились так же, как и двигателя ДР4-60 лабораторией ДВС МВТУ на основании заключённого договора между лабораторией и трестом «Эмбанефть». Необходимо отметить, что действующий судовой



Фиг. 43. Тракторный дизель М-17, переделанный для работы на генераторном газе по циклу Отто.

двигатель Рустон был также переведён на газ по циклу Отто Северо-западным пароходством Министерства речного флота. Перевод произведён по проекту Центрального научно-исследовательского института речного флота (ЦНИРФ).

5. Газовый двигатель М-17

Челябинский тракторный завод им. Сталина в 1937 г. начал серийный выпуск гусеничных тракторов «Сталинец-65» с дизельным двигателем М-17. Затем НАТИ совместно с ЧТЗ конвертировал двигатель М-17 для работы на генераторном газе по циклу Отто. Переделанному двигателю присвоили название МГ-17 (фиг. 43).

Переделка двигателя заключалась в следующем:

1. Уменьшена степень сжатия с $\epsilon = 15,5$ до $\epsilon = 7,8$ путём установки новых цилиндрических головок, которых по конструкции двигатель имеет две: на каждые два цилиндра по головке.
2. Увеличен диаметр цилиндров до 155 мм вместо 145 мм.
3. Взамен топливного насоса поставлены два синхронно работающих магнето.
4. На каждом цилиндре взамен форсунки установлено по две зажигательных свечи.
5. Диаметр всасывающих клапанов увеличен до 68 мм, а поднятие клапанов—до 17 мм.

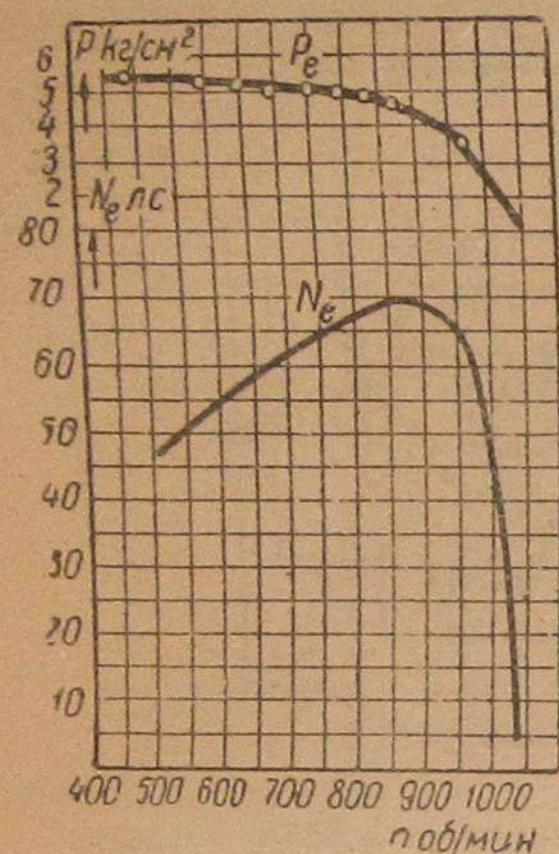
6. Установлены поршни с плоским днищем; вместо семи колец на каждом поршне установлено по шести (в связи со снижением степени сжатия).

В остальном двигатель МГ-17 ничем не отличается от двигателя М-17.

Двигатель МГ-17 получил широкое распространение в речном флоте и устанавливается на колёсных и винтовых газоходах.

Основные данные двигателя:

Число тактов	4
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра	155 мм
Ход поршня	205 мм
Рабочий литраж	15,5 л
Степень сжатия	$\epsilon = 7,8$
Мощность на газе	65 — 70 л. с.
Число оборотов в минуту	850 — 870
Порядок работы	1-3-4-2
Среднее эффективное давление	4,6 кг/см ²
Топливо	генераторный газ
Зажигание	два магнето Бс-4 высокого напряжения
Свечи	стандартные тракторные



Фиг. 44. Внешняя характеристика двигателя МГ-17 с тракторной газогенераторной установкой.

Пуск двигателя производится при помощи навешенного на двигатель МГ-17 бензинового двухцилиндрового двигателя В-20, снабжённого муфтой сцепления, редуктором и механизмом сцепления с маховиком двигателя. Мощность пускового двигателя — около 18 л. с. при 2 200 об/мин. Газораспределение двигателя МГ-17:

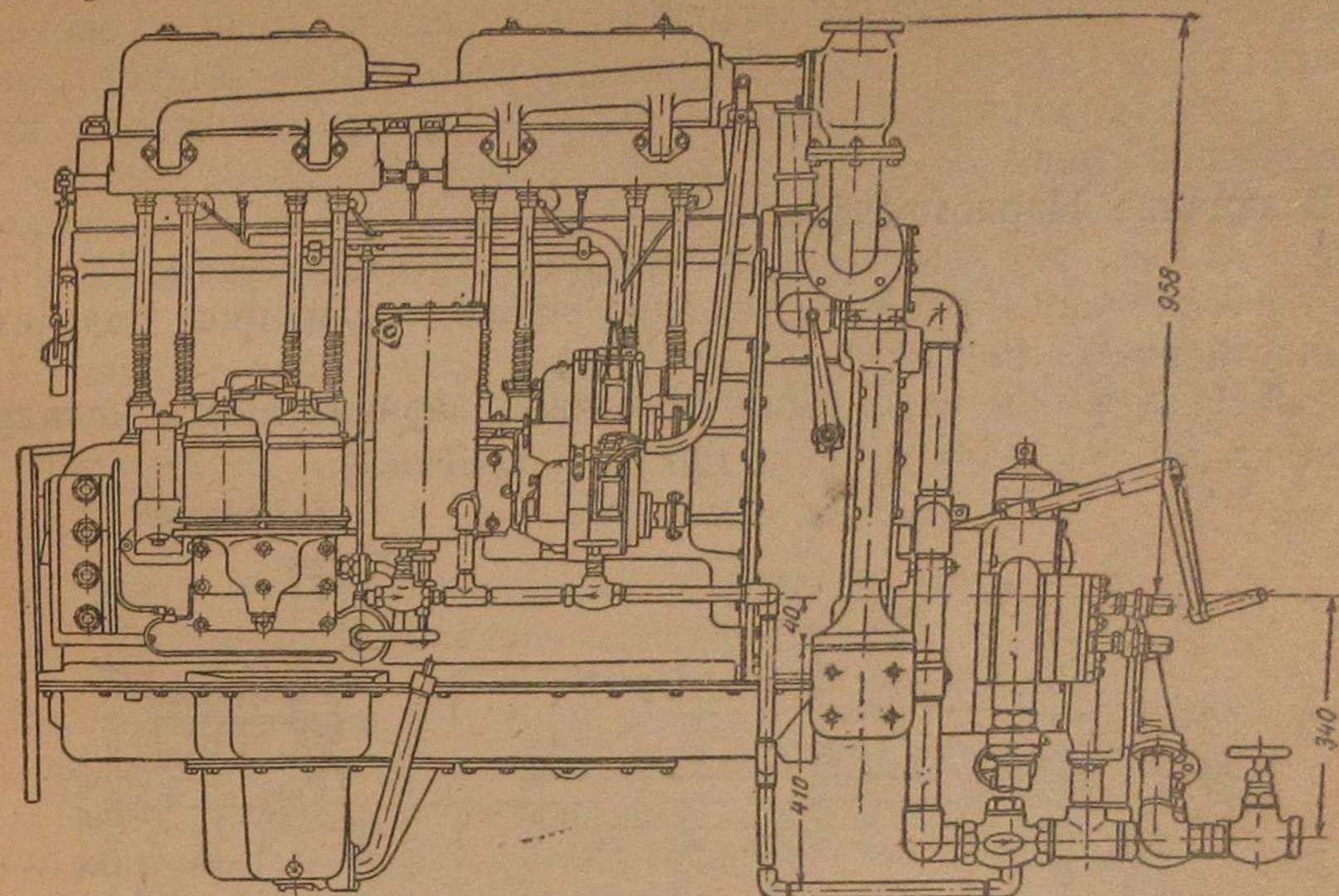
Начало открытия всасывающего клапана	20° до в. м. т.
Конец закрытия всасывающего клапана	20° после н. м. т.
Начало открытия выхлопного клапана	50° до н. т. м.
Конец закрытия выхлопного клапана	16° после в. м. т.

Опережение зажигания устанавливается в 35°, не доходя до в. м. т.

Внешняя характеристика двигателя МГ-17 с тракторной газогенераторной установкой приведена на фиг. 44.

В 1938—1939 гг. тракторный двигатель МС-17, имея некоторые недостатки, как судовой двигатель, был приспособлен и улучшен для использования на судах. Это приспособление коснулось главным образом вспомогательных механизмов. Таким образом, двигатель, приспособленный для судов, стал именоваться МГС-17. На

фиг. 45 и 46 показан вид на двигатель МГС-17. Основные характеристики двигателя МГС-17 — те же, что и двигателя МГ-17.

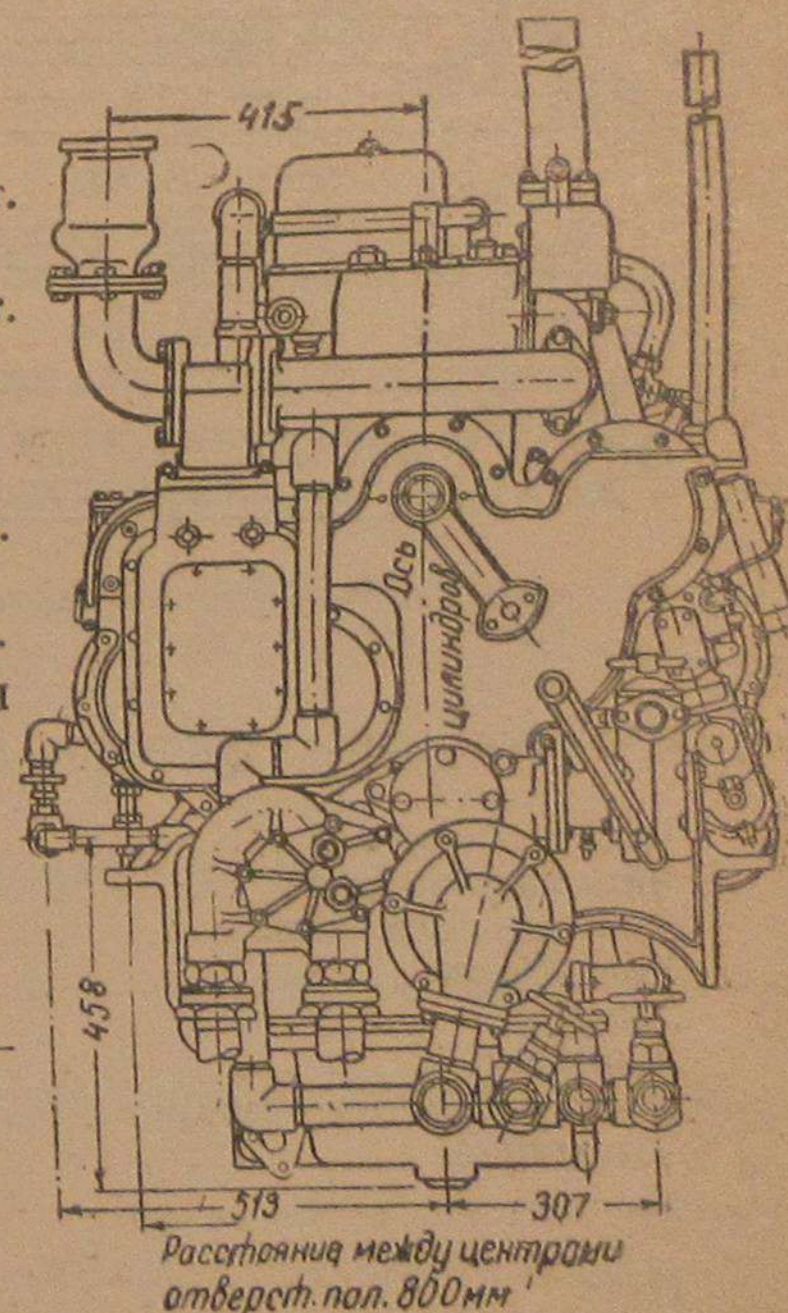


Фиг. 45. Двигатель МГС-17.

Для получения максимальной мощности двигателя МГС-17 при работе на газе, газораспределение изменено и установлено следующим:

Начало открытия всасывающего клапана	5° после в. м. т.
Конец закрытия всасывающего клапана	35° после н. м. т.
Начало открытия выхлопного клапана	50° до н. м. т.
Конец закрытия выхлопного клапана	15° после в. м. т.

Опережение зажигания осталось старым, т. е. 35° не доходя до в. м. т.



Фиг. 46. Двигатель МГС-17 (торцевой вид).

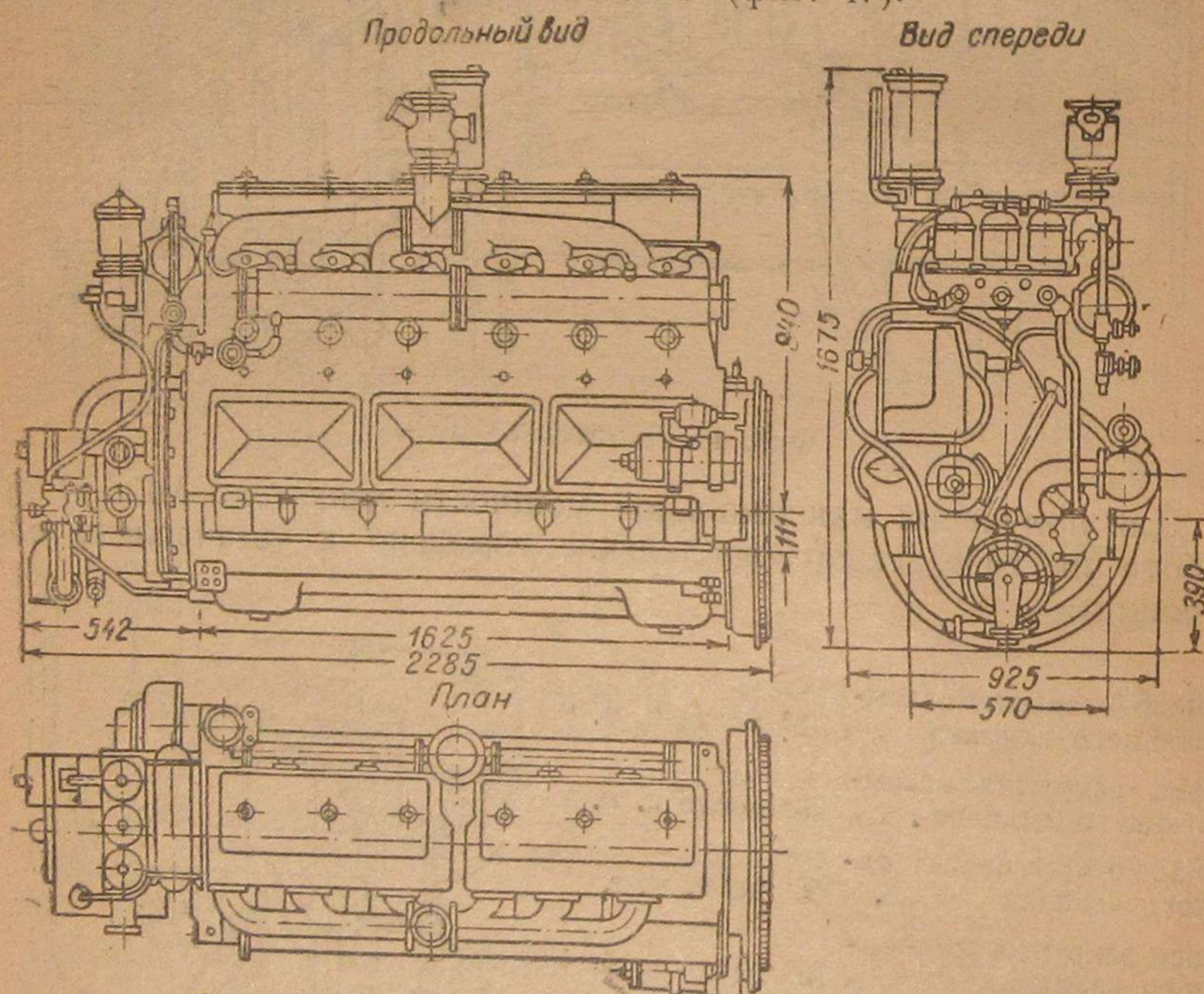
6. Двигатель НАТИ-6В 15,5/20,5 — 120 л. с.

В 1938—1939 гг. НАТИ разработал проект судового газового двигателя и в 1941 г. завод «Двигатель революции» выпустил четыре опытные машины, которые были выпущены с завода как газовые двигатели.

В задание Наркомречфлота входило:

- а) максимальное использование деталей частей двигателя МГ-17 и
- б) возможность путём изменения числа цилиндров получить мощности от 80 до 160 л. с.

НАТИ для опытного выпуска принял вариант шестицилиндрового двигателя мощностью в 120 л. с. (фиг. 47).



Фиг. 47. Судовой газовый двигатель НАТИ-6В -120.

Основные характеристики этого двигателя следующие:

Число тактов	4
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндров	155 мм (аналогично МГ-17)
Ход поршня	205 мм (аналогично МГ-17)
Литраж	23,2
Мощность	120 л. с.
Число оборотов в минуту	1000
Зажигание	два магнето высокого напряжения типа „Вертекс“ на две свечи в каждом цилиндре
Пуск	от двух синхронно работающих электростартеров типа СТ-64

При максимальном использовании деталей двигателя МГ-17 преследуется цель — всегда иметь запасные детали, вырабатываемые тракторной промышленностью, и тем самым снизить стоимость ремонта и сроки его выполнения.

Для двигателя использованы следующие основные детали МГ-17: поршень с кольцами и шатун в сборе, весь механизм газораспределения, за исключением распределительного валика, регулятор, цилиндры гильзы, часть мелких деталей и крепёжного материала.

Цилиндры отлиты в одной общей отливке — блоке цилиндров — и расположены в один ряд. Каждые три цилиндра имеют по одной литой головке.

7. Газовые двигатели НИДИ Министерства тяжёлого машиностроения

На базе дизелей 2Ч 26/38 (старые марки 2Б0-38 и 4Б0-38) Научно-исследовательский дизельный институт (НИДИ) создал первые отечественные газовые двигатели 2ГЧ 26/38 и 4ГЧ 26/38, находившиеся целый ряд лет на производстве заводов «Двигатель революции» и имени 25-го Октября.

Газовые двигатели НИДИ 2ГЧ 26/38 и 4ГЧ 26/38 имеют цилиндрическую мощность 35 л. с. при 300 об/мин.

Диаметр цилиндра — 260 мм, ход поршня — 380 мм, степень сжатия — 9.

Распределение этих двигателей следующее:

Начало всасывания	20° после в. м. т.
Конец всасывания	35° после н. м. т.
Начало выхлопа	55° до н. м. т.
Конец выхлопа	10° после в. м. т.

Приняты к серийному производству газовые двигатели 2ГЧ 18/26 и 4ГЧ 18/26 с мощностью 45 и 90 л. с. при 750 об/мин.

Диаметр цилиндра — 180 мм; ход поршня — 260 мм; степень сжатия — 9,25.

В 1939 г. по заданию Наркомречфлота НИДИ перепроектировал для работы на судах на газе дизель 4Ч-16,5/21. Полученные двигатели получили наименование 4ГСЧ 16,5/21 и 6ГСЧ 16,5/21.

Последние двигатели отличаются от своего прототипа следующим:

1) взамен топливного насоса и форсунок установлены магнето и запальные свечи;

2) всасывающий коллектор заменён газовым коллектором со смесителем;

3) вместо поршней типа «Гессельман» установлены поршни с плоским днищем.

Двигатели 4ГСЧ 16,5/21 и 6ГСЧ 16,5/21 развивают соответственно 90 и 135 л. с. при 1000 об/мин. Диаметр цилиндра — 165 мм, ход поршня — 210 мм, степень сжатия — 8,5.

Распределение этих двигателей следующее:

Начало всасывания 8,5° после в. м. т.
 Конец всасывания 42,5° после н. м. т.
 Начало выхлопа 40° до н. м. т.
 Конец выхлопа 17° после в. м. т.

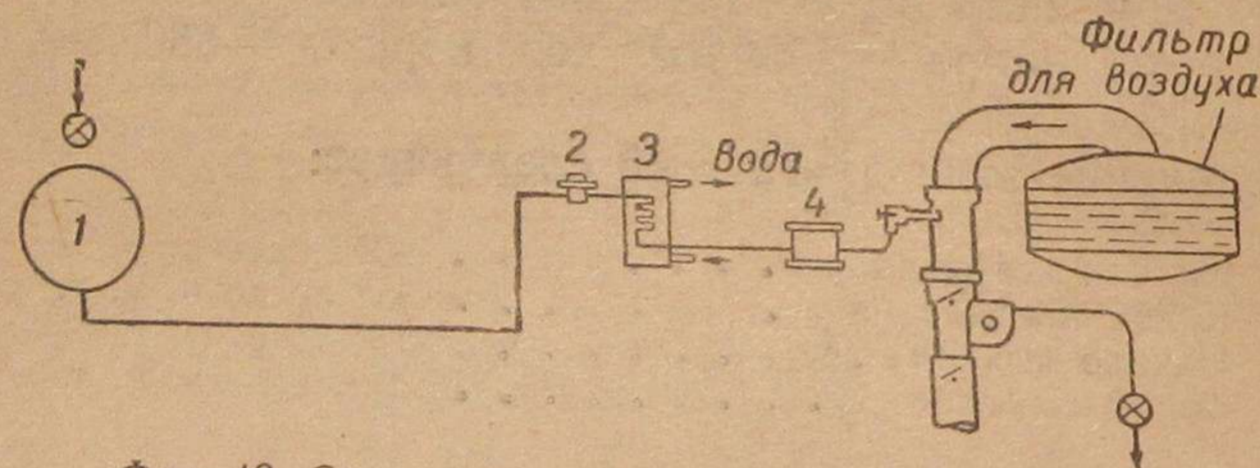
Более подробные сведения о конструкции этих двигателей и результаты их работы на газе по циклу Отто освещаются в сборнике ниже, в статье Иванченко и Салтыковского.

а) Заграничный опыт перевода нефтяных двигателей на газ по циклу Отто

Заграничные фирмы, переводя нефтяные двигатели на газ по циклу Отто, обычно приспособливают их таким образом, чтобы они работали отдельно как на газе по циклу Отто, так и на жидком топливе по циклу Дизеля.

Двигатели, работающие отдельно на газе и на жидком топливе, в заграничной практике получили название комбинированных двигателей.

В условиях американской практики переход с нефтяного топлива на газ по циклу Отто или обратно занимает от 6 до 8 час.



Фиг. 48. Схема работы автодвигателя на бутане.

и может быть выполнен обслуживающим персоналом. Опыт западноевропейских государств даёт срок по переводу нефтяных двигателей на газ мощностью до 300 л. с. от 4 до 6 час.

Положительные стороны комбинированных двигателей оказались настолько велики, что заграничные фирмы, строящие дизели, не только применили этот метод перевода нефтяных двигателей на газ к существующим двигателям, но и выпустили уже специальные серийные комбинированные двигатели, с самого начала предназначенные для работы отдельно как на жидком, так и на газовом топливе.

Необходимо отметить, что газовым топливом для дизелей в Америке является, главным образом, естественный газ. В западноевропейских же странах получили распространение как генераторный, так и сжиженный газ. Последний рассматривается как побочный продукт при превращении угля в жидкое топливо.

Сжиженным газом называется смесь углеводородов, сохраняющая жидкое состояние при некотором давлении.

При снижении этого давления до атмосферного жидкая смесь целиком переходит в газообразное состояние.

Сжиженный газ подается потребителю в небольших баллонах, имеющих вес вместе с продуктом не более 100 кг. Обычно встречаемые давления в баллонах при средних температурах — не выше 12 ати.

Сжиженный газ, состоящий в основном из пропана (C_3H_8) и бутана (C_4H_{10}), является высококалорийным горючим с теплотворной способностью от 21 000 до 28 000 ккал/м³.

На фиг. 48 приведена схема работы автодвигателя на бутане.

Из баллона 1 жидкий бутан проходит через редукционный клапан — регулятор давления прямого действия 2, которым снижается давление до 0,3 ати. Так как при этом бутан испаряется весь, то происходит сильное охлаждение. Поэтому газ проходит через подогреватель 3, где подогрев производится водой, циркулирующей через рубашки двигателя. Вода из рубашек идёт в подогреватель 3, а затем в радиатор. Потом газ бутан проходит через регулятор давления 4, после которого давление снижается до атмосферного. Затем газ засасывается в смеситель и идёт в цилиндр двигателя.

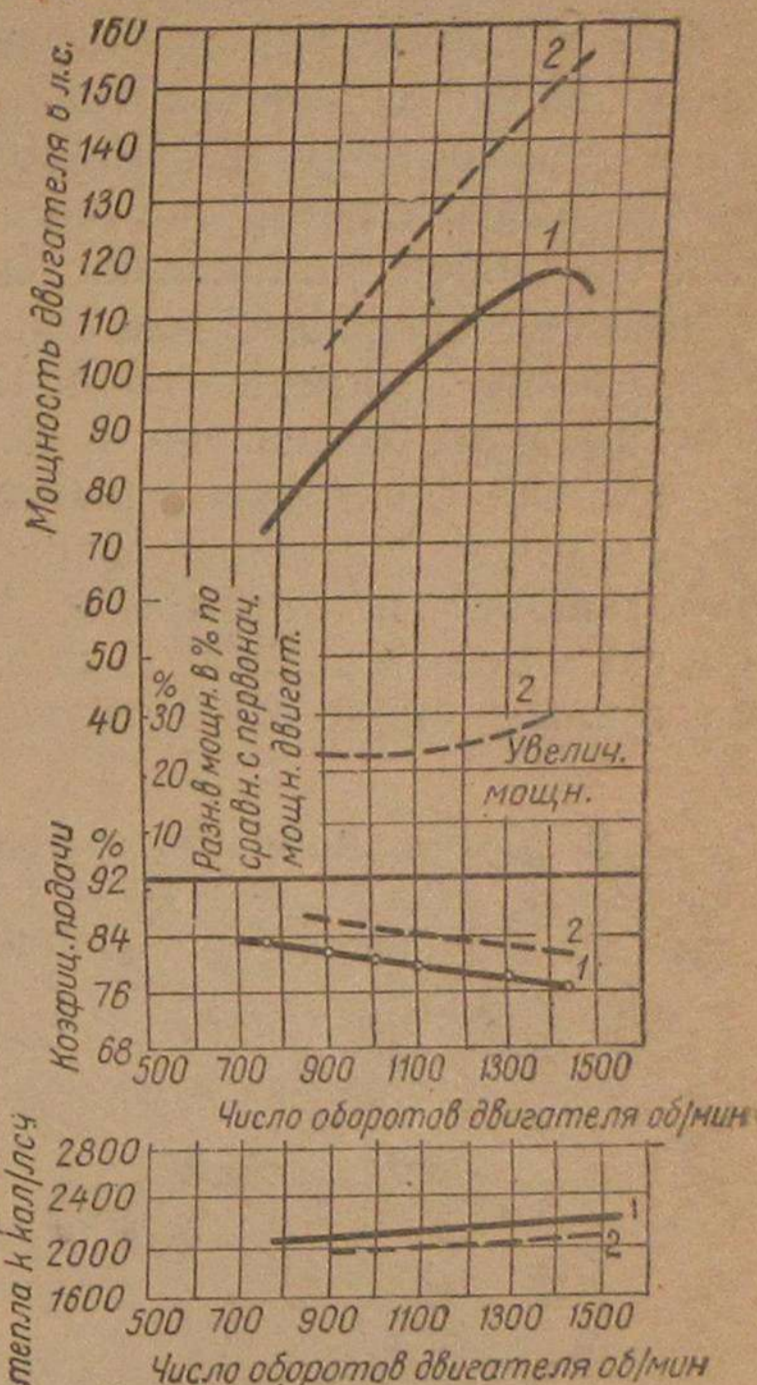
Остановим наше внимание на заграничном опыте перевода нефтяных двигателей на газ по циклу Отто, рассмотрев конкретные типы машин.

КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВИГАТЕЛИ ЗАПАДНОЕВРОПЕЙСКИХ ФИРМ

1. Двигатель «Хеншель I» (Henschel I) с воздушной камерой

Характеристика двигателя

Диаметр цилиндра	125 мм.
Ход поршня	160 мм.
Число цилиндров	6.
Рабочий объём	11,8 л.
Максимальное число оборотов	1400 об/мин.
Степень сжатия	$\epsilon = 13,5$.



Фиг. 49. Кривые, характеризующие работу двигателя «Хеншель I» на нефтяном топливе по обычному циклу Дизеля и на жидком газе по циклу Отто:

1 — работа двигателя на жидком топливе по циклу Дизеля; $\epsilon = 13,5$; 2 — работа двигателя на жидком газе по циклу Отто; $\epsilon = 8,4$.

Двигатель был приспособлен для работы на жидком газе по циклу Отто с помощью постановки новых цилиндрических крышек и с понижением степени сжатия до $\epsilon = 8,4$. На фиг. 49 показаны кривые, характеризующие работу двигателя на нефтяном топливе по обычному циклу Дизеля (сплошные линии) и на жидком газе по циклу Отто (пунктирные линии).

Как видно из верхних кривых и из средней кривой, двигатель, переведённый с дизельного топлива на жидкий газ, давал увеличение мощности от 22 до 30%. Такое увеличение мощности при работе двигателя на жидком газе объясняется, во-первых, большой теплопроизводительностью газовой смеси и, во-вторых, увеличившимся коэффициентом подачи с 0,76—0,84 до 0,82—0,86. Увеличение коэффициента подачи произошло за счёт увеличенных всасывающих отверстий в новых крышках. Из нижних кривых видно, что двигатель, работающий на жидком газе по циклу Отто, имеет удельный расход топлива меньше, чем двигатель, работающий на нефтяном топливе. Удельный расход первого составляет около 2000 ккал/э. л. с.-ч., удельный же расход второго составляет около 2200 ккал/э. л. с.-ч.

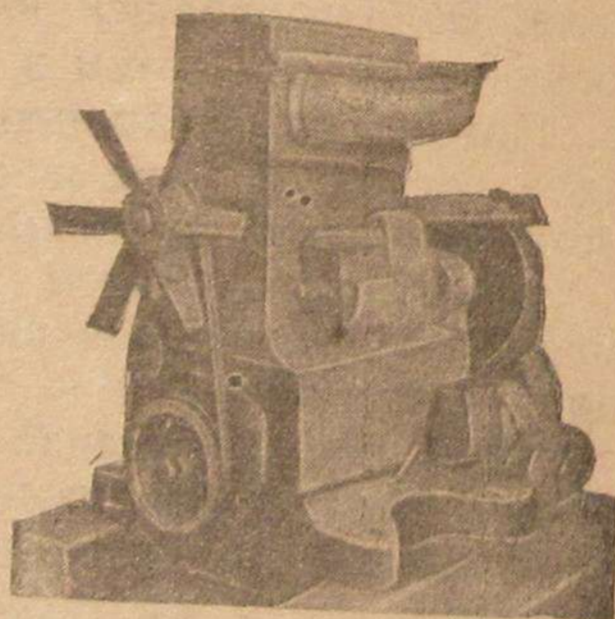
2. Комбинированные двигатели акционерного общества

Оренштейн и Коппель (Orenstein and Koppel)

Дизельмоторостроительный завод в Древица (Dreiwitz) акционерного общества Оренштейн и Коппель в довоенное время



Фиг. 50. Двухцилиндровый комбинированный двигатель Оренштейн и Коппель, приспособленный для работы на газе.



Фиг. 51. Двухцилиндровый комбинированный двигатель Оренштейн и Коппель, приспособленный для работы на дизельном топливе.

выпускал комбинированные двигатели серийных типов мощностью в 40, 60, 80, 100 и 120 л. с. Число цилиндров в двигателе — от 2 до 6. Нормальный диаметр цилиндра — 140 мм; ход поршня — 200 мм.

Мощность цилиндра как при работе на нефти (по циклу Дизеля), так и на генераторном газе (по циклу Отто) 20 л. с., для чего при переходе на газ подвергаются замене не только крышки и поршни, но и цилиндрические втулки. Для избежания уменьшения мощности в цилиндре при работе на газе ставятся втулки с диаметром 150 мм. Замена крышек производится в целях изменения двухтарельчатого всасывающего смешительного клапана.

Зажигание — автомобильного типа Делько.

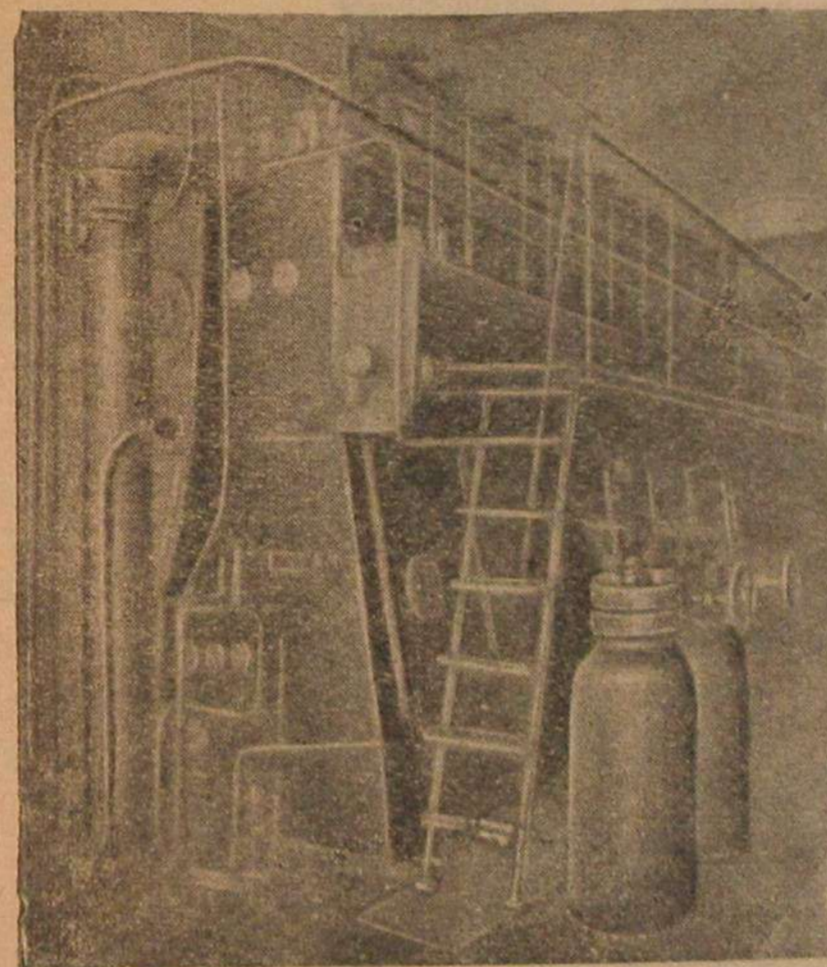
На фиг. 50 показан двухцилиндровый комбинированный двигатель акционерного общества Оренштейн и Коппель мощностью в 40 л. с., работающий на газе.

На фиг. 51 показан тот же двигатель, работающий на жидком топливе по циклу Дизеля.

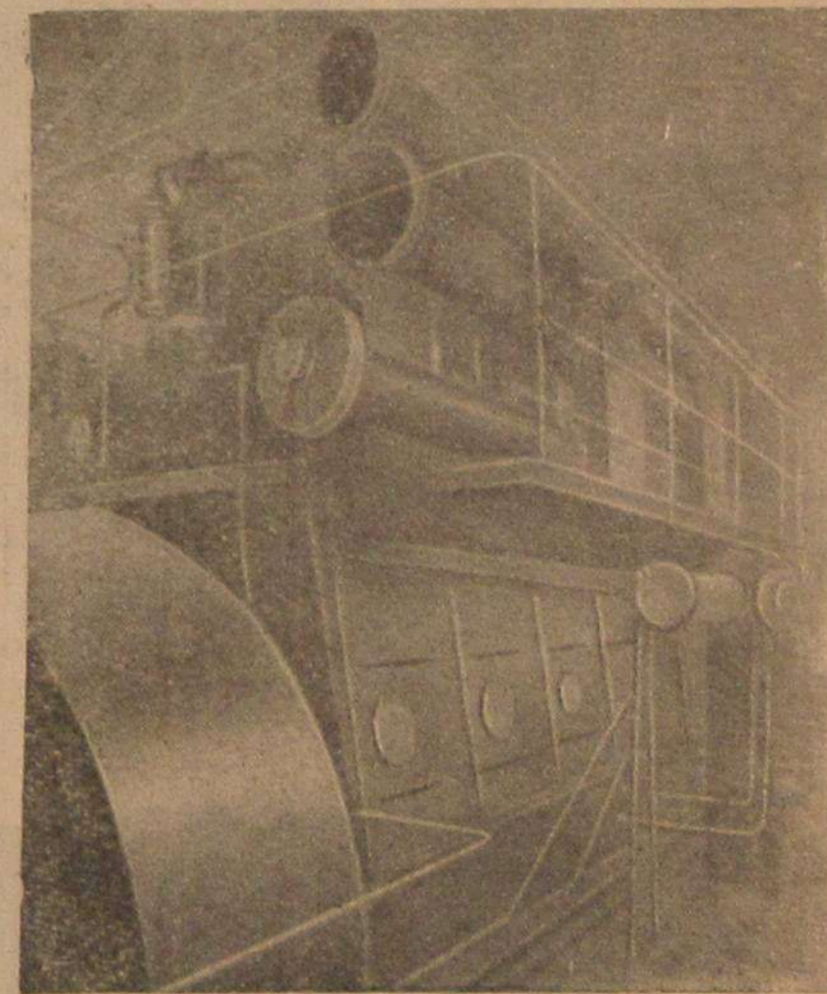
3. Комбинированные двигатели MAN

На фиг. 52 изображён шестицилиндровый комбинированный двигатель MAN конструкции G6V60G мощностью 650 л. с. Вид — со стороны обслуживания.

На фиг. 53 показан тот же двигатель, но со стороны выхлопа.



Фиг. 52. Шестицилиндровый комбинированный двигатель MAN мощностью в 650 л. с. Вид со стороны обслуживания.

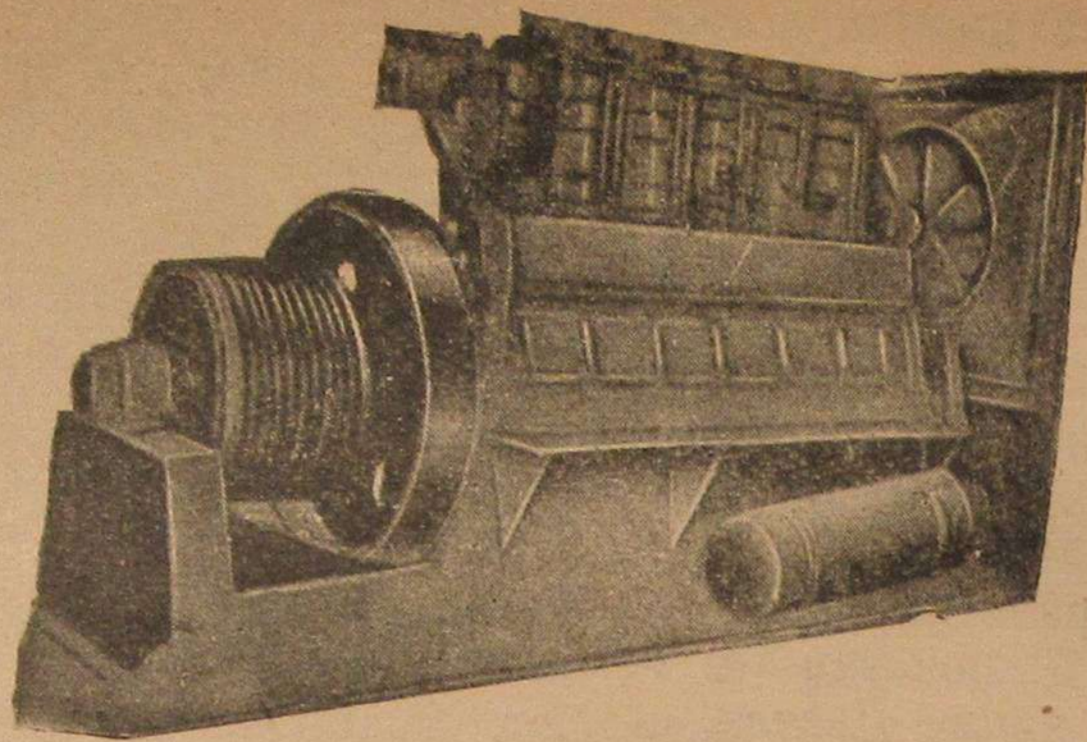


Фиг. 53. Шестицилиндровый комбинированный двигатель MAN мощностью в 650 л. с. Вид со стороны выхлопа.

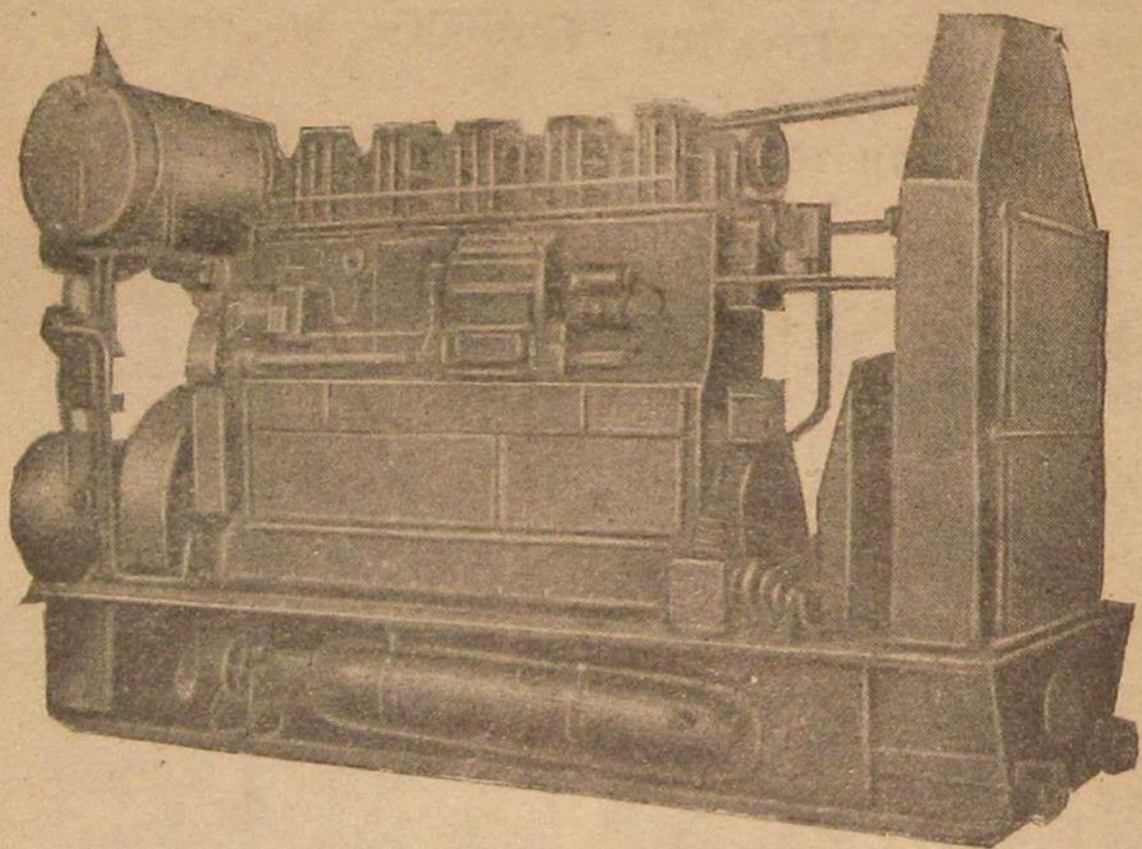
4. Комбинированные двигатели Бенц

Моторостроительные заводы в Мангейме акционерного общества Бенц (Benz) также строили комбинированные двигатели.

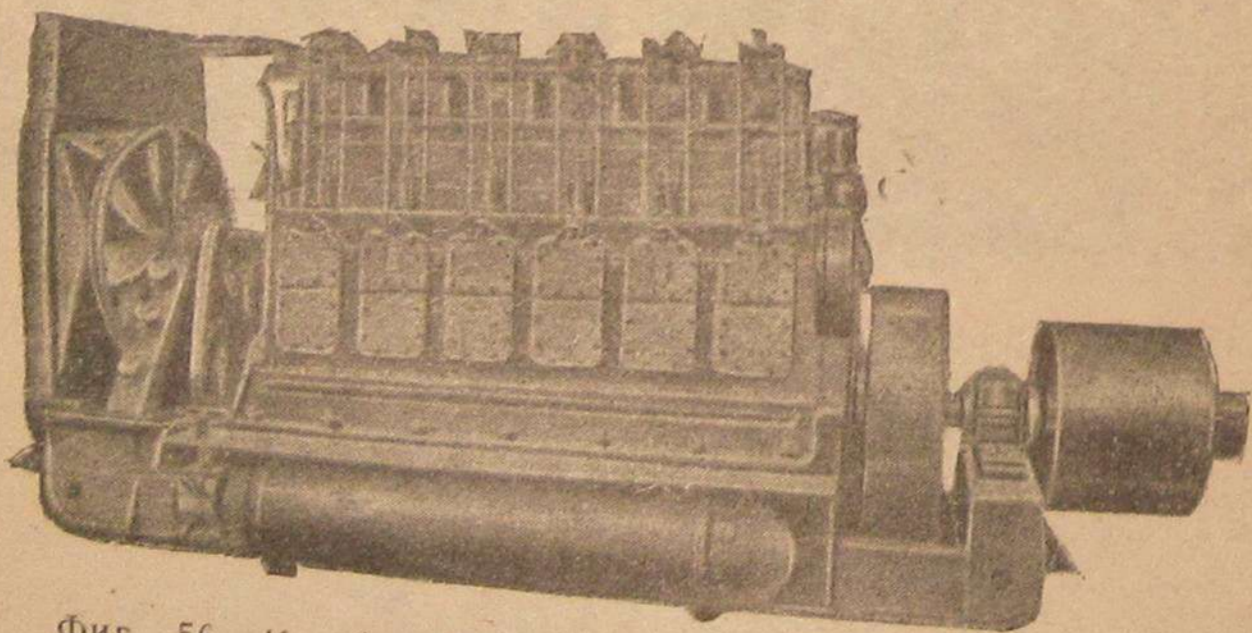
На фиг. 54 показан шестицилиндровый комбинированный двигатель Бенц для бурения нефтяных скважин.



Фиг. 54. Шестицилиндровый комбинированный двигатель Бенц для бурения нефтяных скважин.



Фиг. 55. Пятицилиндровый, комбинированный двигатель Хумбольдт-Дейтц мощностью 250 л. с.



Фиг. 56. Комбинированный двигатель акционерного общества германских заводов в Киле мощностью в 210 л. с. при 500 об/мин.

5. Двигатель Хумбольдт-Дейтц («Humboldt-Deutz»)

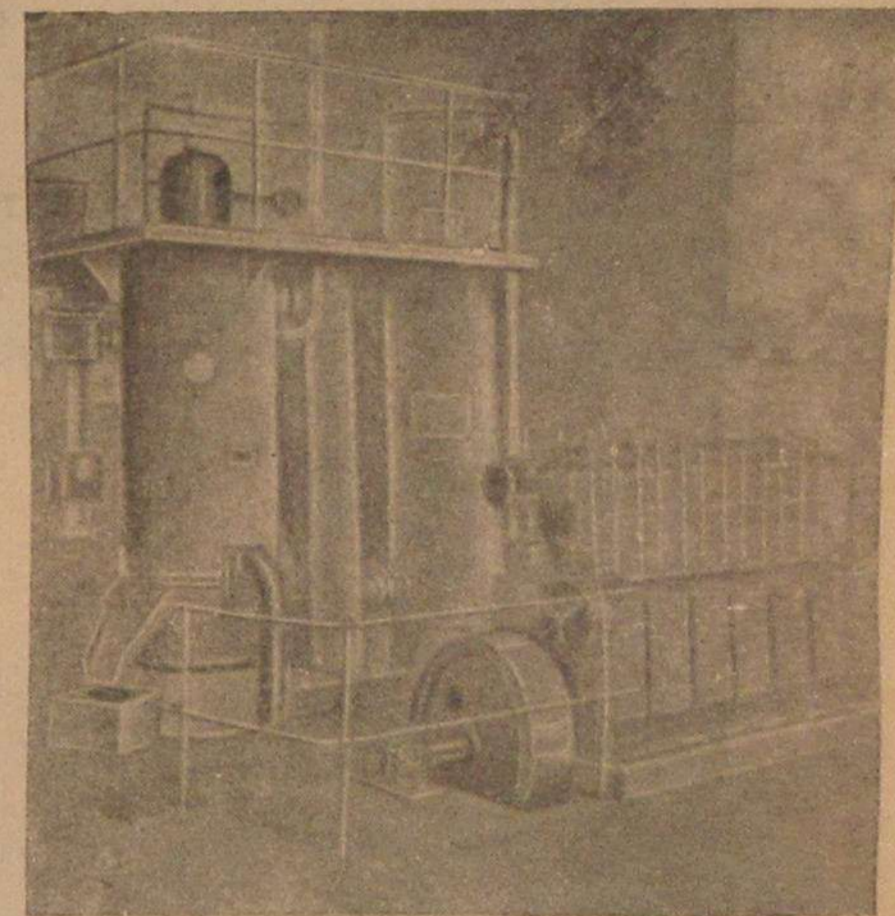
Акционерное общество моторостроения Хумбольдт-Дейтц строит также моторы комбинированного типа мощностью от 115 до 250 л. с. Эти двигатели применяются для бурения нефтяных скважин.

На фиг. 55 показан пятицилиндровый комбинированный двигатель Хумбольдт-Дейтц мощностью 250 л. с.

6. Двигатели акционерного общества германских заводов в Киле

На фиг. 56 изображён комбинированный двигатель акционерного общества германских заводов в Киле, предназначенный для установки на нефтяных скважинах и для их бурения. Двигатель при работе по дизельному процессу развивает мощность 210 л. с. при 500 об/мин. Как видно из фигуры, дизель размещён на общей раме вместе с масляным и водяным холодильником, с пусковым воздушным баллоном и с резервуаром для смазочного масла.

На фиг. 57 изображена комплексная газогенераторная силовая установка кильских заводов. На переднем плане виден шестицилиндровый двигатель мощностью в 150 л. с. при 450 об/мин. Рядом с двигателем размещается газогенераторная установка, работающая на коксе или антраците.



Фиг. 57. Комплексная газогенераторная силовая установка кильских заводов мощностью в 150 л. с.

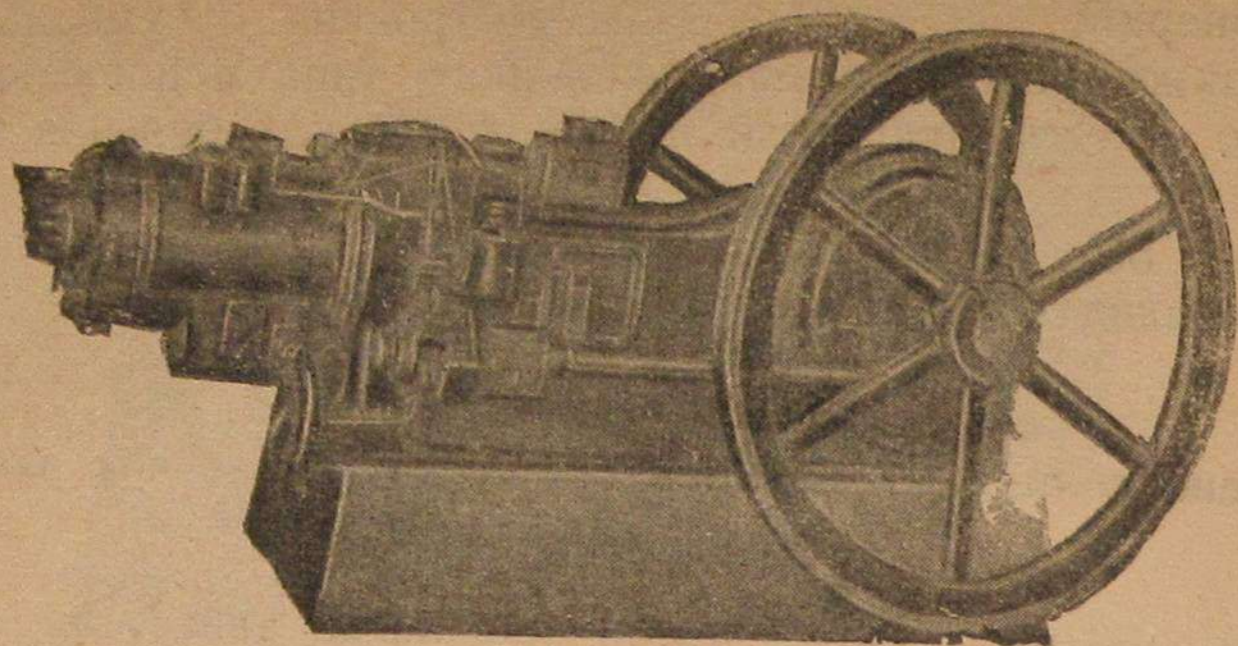
7. Двигатели Бурмейстер и Вайн

В Дании фирмой Бурмейстер и Вайн построено первое морское судно с газогенераторной установкой.

Главным двигателем является шестицилиндровый четырёхтактный дизель Бурмейстер и Вайн, конвертированный для работы на газе при нормальной мощности 1250 и. л. с. или 950 э. л. с. при 140 об/мин.

Два двигателя Бурмейстер и Вайн по 100 э. л. с. и один в 50 э. л. с. приводят в действие электрогенераторы. Эти двигатели нормально работают на газе, но могут работать на обыкновенном дизельном топливе.

Топливом для двух газогенераторов на судне служит уголь калорийностью в 7 000 кал/кг.

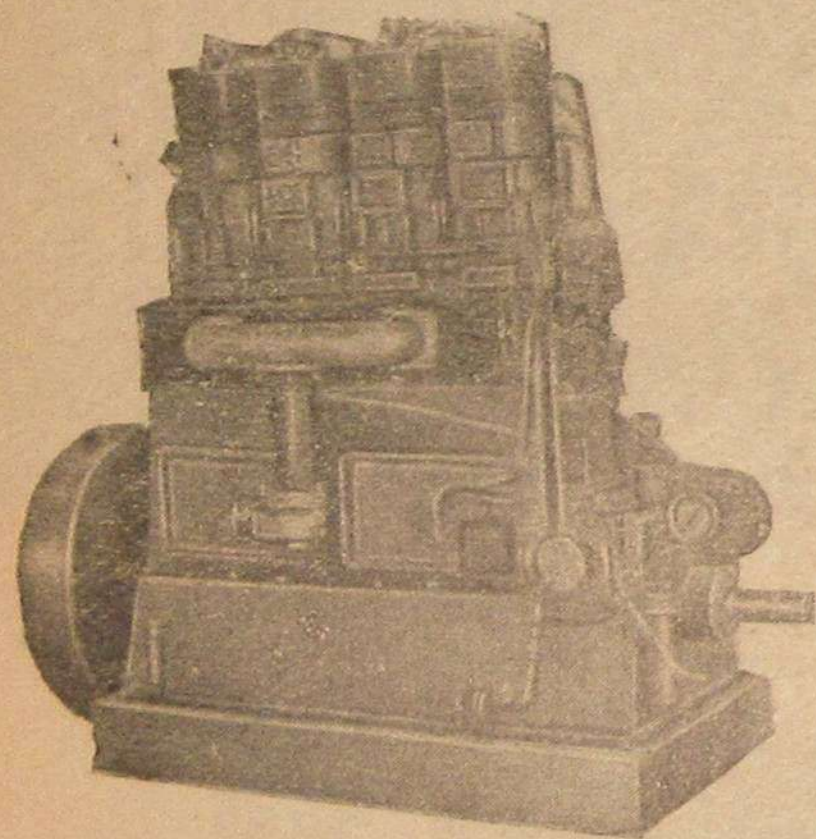


Фиг. 58. Горизонтальный, двухтактный, комбинированный двигатель Нэйшенел-Сьюпириор.

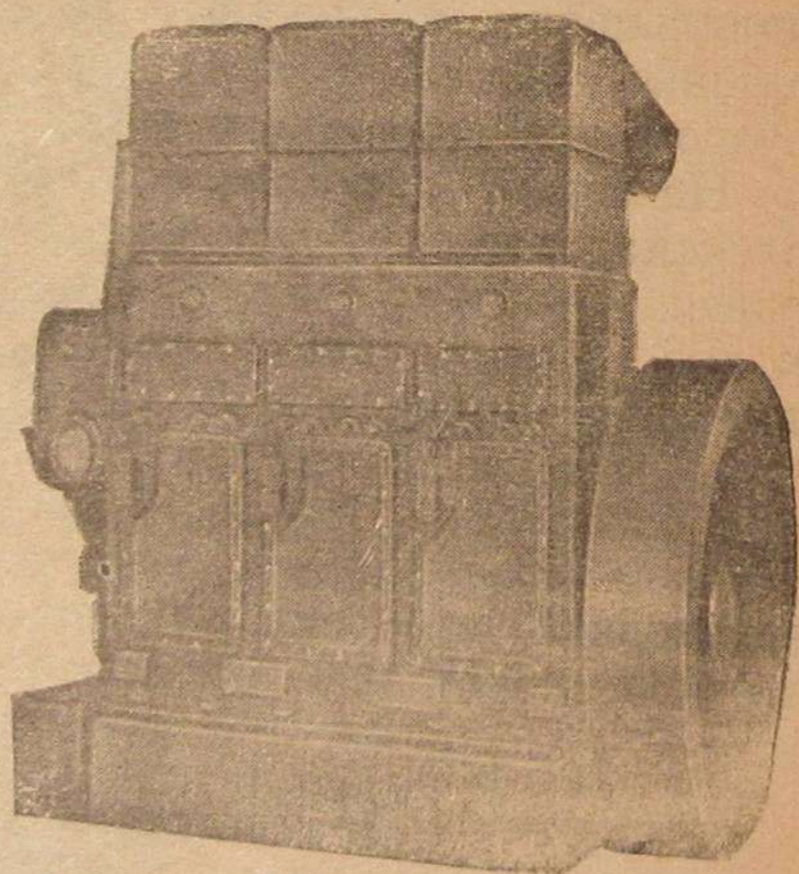
Расход топлива составляет 0,42 кг на 1 э. л. с.-ч. (0,325 кг на 1 и. л. с.-ч).

Комбинированные двигатели американских фирм

Комбинированные двигатели в Америке находят применение во всех отраслях промышленности и во всех районах страны.



Фиг. 59. Вертикальный, четырёхцилиндровый, двухтактный, комбинированный двигатель Нэйшенел-Сьюпириор.



Фиг. 60. Вертикальный, четырёхтактный, комбинированный дизель Купер-Бессемер.

Газовым топливом является главным образом естественный газ.

Самыми ранними комбинированными двигателями являются: 1. Горизонтальный, двухтактный, одноцилиндровый двигатель Нэйшенел-Сьюпириор (фиг. 58). Двигатель — с картерной про-

дукцией, калоризаторного типа. При работе двигателя на газе регулятор связывается с дроссельным клапаном.

2. Вертикальный, четырёхцилиндровый, двухтактный двигатель Дизеля «Нэйшенел-Сьюпириор» (фиг. 59). На фигуре двигатель представлен приспособленным для работы на газе.

3. Вертикальный двигатель Купер-Бессемер («Cooper-Bessemer»). Он представляет собой трёхцилиндровый двигатель четырёхтактного типа (фиг. 60). Фирма Купер-Бессемер была одной из первых, которая начала строить комбинированные двигатели еще в 1928 г. Первыми такими двигателями были трёх-, четырёх- и шестицилиндровые машины с размерами цилиндров в $11,5 \times 14$ дюймов.

На фиг. 61 представлен более мощный шестицилиндровый двигатель Купер-Бессемер.

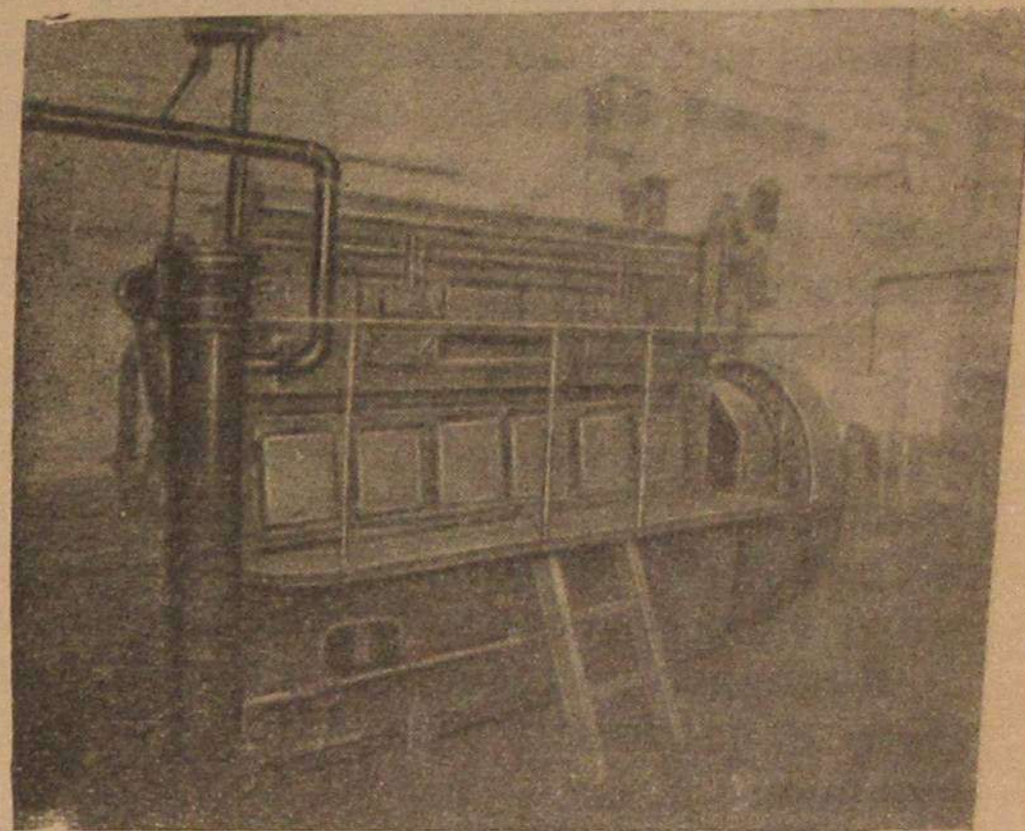
4. В более позднее время фирма Фербенкс-Морзе (Fairbanks Morse) начала изготовлять двигатели для работы как на жидком, так и на газообразном топливе.

Эти двигатели — двухтактные, низкого сжатия (с запальным шаром), тихоходные, горизонтального типа.

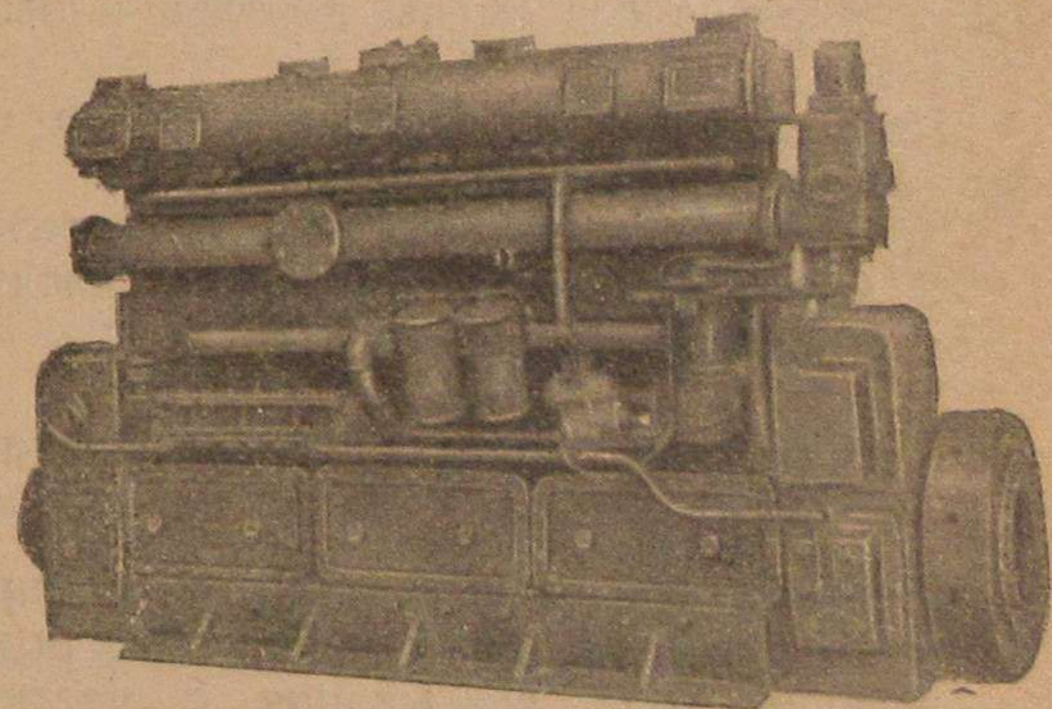
В 1937 г. эта же фирма выпустила четырёхтактные двигатели смешанного топлива с размерами цилиндров $8 \times 10,5$ дюйма. Один из таких шестицилиндровых двигателей представлен на фиг. 62. На этой же фигуре двигатель пред-

ставлен приспособленным для работы на газе.

5. Двигатели Чикагской компании пневматического инструмента мощностью 400 л. с., четырёхтактные, шестицилиндровые с числом оборотов 400 об/мин. При работе по циклу Отто на газообразном топливе номинальная мощность развивается не выше 360 л. с.



Фиг. 61. Комбинированный, шестицилиндровый двигатель Купер-Бессемер.



Фиг. 62. Комбинированный, шестицилиндровый, четырёхтактный дизель Фербенкс-Морзе.

Два таких двигателя, работающие летом на газе, а зимой на жидком топливе, эксплуатируются компанией красок и лаков Армстронг в Чикаго. Природный газ доставляется для двигателей из Иэнхэнула (Тексас). Несмотря на значительное расстояние, отделяющее Чикаго от месторождения природного газа, владельцы фабрик в Чикаго все же нашли выгодным применять комбинированные двигатели.

6. Комбинированные двигатели «Rathbun». Эти двигатели в количестве около 20 поступили в 1944 г. в СССР для установки в восстанавливаемых районах, из 20 двигателей «Rathbun» поступило на ж.-д. транспорт три двигателя, которые предполагается установить на ж.-д. узлах: 1) Дно, 2) Елец, 3) Славянск. Мощность двигателя на нефти — 515 л. с. Мощность двигателя на генераторном газе — 440 л. с.

Выводы. Рассмотрев принципиальную сторону вопроса перевода дизелей на газ по третьей схеме и остановив внимание на различных конструктивных решениях перевода дизелей для работы по циклу Отто, отметим недостатки и положительные стороны этого способа перевода дизелей на газ.

Основными недостатками перевода дизелей на газ по циклу Отто с подводом газа в течение хода всасывания являются следующие:

1. Падение мощности двигателя на 15—20%.
2. Сложность и дороговизна переделок машины, что можно было усмотреть из обзора этих переделок.
3. Невозможность перехода двигателя с жидкого топлива на газ и обратно без смены деталей и без крупных переделок двигателя.

Положительными сторонами этого способа перехода дизелей на газ являются следующие:

1. Отсутствие потребления двигателем жидкого топлива.
2. Сохранение или снижение давления сгорания, что удлиняет срок службы деталей.

IV. РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ ПО ДИЗЕЛЬГАЗОВОМУ ПРОЦЕССУ С ПОДВОДОМ ГАЗА В ТЕЧЕНИЕ ХОДА ВСАСЫВАНИЯ

Перевод бескомпрессорных и компрессорных дизелей на работу по дизельгазовому процессу с подводом генераторного газа в течение хода всасывания с частичной присадкой жидкого топлива в конце хода сжатия обладает рядом преимуществ, так как требует весьма небольших переделок двигателей и устраняет необходимость в устройстве электрического зажигания. Номинальная мощность двигателя при этом сохраняется и даже может быть превзойдена, если двигатель выдерживает высокие внутренние давления. Присадка нефти составляет в среднем 10—20%, что примерно соответствует расходу при холостом ходе машины.

Для перевода дизеля на работу по дизельгазовому процессу с присадкой жидкого топлива необходимо:

- 1) устроить смесительные органы;

- 2) связать смесительные органы с регулированием;
- 3) приспособить нефтяной насос как для работы с минимальной подачей нефти, так и для работы в период пуска двигателя;
- 4) приспособить нефтяную форсунку для наиболее лучшего распыления небольшого количества добавляемой нефти;
- 5) в отдельных случаях приходится несколько уменьшить степень сжатия.

Сущность работы двигателя по дизельгазовому процессу с подводом газа в течение хода всасывания и с частичной присадкой жидкого топлива в конце хода сжатия заключается в следующем.

Во время хода всасывания в цилиндр машины засасывается газо-воздушная смесь. Подготовка газо-воздушной смеси производится особым смесителем, аналогично газовым двигателям, который присоединяется к всасывающему каналу крышки двигателя. В период хода сжатия газо-воздушная смесь сжимается до температуры 550—650° С, которая меньше, чем температура самовоспламенения газо-воздушной смеси, но выше, чем температура самовоспламенения нефте-воздушной смеси. Температура самовоспламенения нефте-воздушной смеси 500—550° С, а газо-воздушной смеси — 650—800° С.

В конце хода сжатия в цилиндр машины вводится незначительное количество жидкого топлива. Подача жидкого топлива производится через существующие органы топливоподачи. Под влиянием температуры сжатия впрыснутое жидкое топливо воспламеняется и вызывает сгорание всего рабочего заряда машины. Дальнейшее протекание процесса происходит так же, как и на нефти. Воспламенение газо-воздушной смеси от нефтяной присадки происходит надёжно только при нагретом двигателе. Поэтому при запуске питание двигателя должно быть только жидким топливом.

Регулирование двигателя при его работе по дизельгазовому процессу рекомендуется осуществлять с помощью связи регулятора с газовым дросселем, изменив несколько связь регулятора с нефтяными насосами.

Нефтяные насосы следует приспособить к подаче уменьшенного количества нефти.

Регулирование должно быть автоматическим для воздействия регулятора на подачу газа и подачу нефти, чтобы предупредить разнос двигателя при проявленной невнимательности во время пуска.

Нормальную работу бескомпрессорного дизеля с присадкой нефти можно обеспечить при степени сжатия 12—13; при этом необходимо проверить запас прочности соответствующих частей двигателя, так как давление вспышки при работе на газе значительно выше (45—65 ат), чем при работе на нефти (35—45 ат).

В заключение необходимо отметить, что в двигателе, работающем по изложенной схеме, переход с газа на жидкое топливо происходит без всяких затруднений — на ходу машины. Это делается путём выключения подачи газа и увеличения впрыскивания жидкого топлива.

Таким образом, оценивая данную схему как схему перевода дизеля на работу по дизельгазовому процессу, следует сказать, что этот перевод требует небольших переделок и позволяет сохранить первоначальную мощность двигателя. В то же время двигатель может легко и свободно переводиться на ходу машины с жидкого топлива на газ и обратно. Единственным недостатком перевода дизеля по указанной схеме является то, что при этом требуется иметь постоянный расход нефти, равный 10—20% от прежнего количества.

Ниже в качестве примеров остановим наше внимание на типах дизелей, переведённых на газ по дизельгазовому процессу.

а) Отечественный опыт перевода нефтяных двигателей на газ по дизельгазовому процессу с подводом газа в течение хода всасывания

1. Компрессорный дизель Коломенского завода

В 1941 г. Росглавмукомол Наркомпищепрома перевел на работу по дизельгазовому процессу два компрессорных дизеля на Бронницкой и Ивановской мельницах. В Бронницах установлен одноцилиндровый четырёхтактный компрессорный дизель Коломенского завода выпуска 1909 г.

Характеристика этого двигателя следующая:

Нормальная мощность	50 л. с.
Число оборотов	180 об/мин.
Степень сжатия	16.
Диаметр цилиндра	350 мм.
Ход поршня	535 мм.
Давление в конце сжатия	32 кг/см ² .
Давление распыливающего воздуха	50—55 кг/см ² .
Нормальный расход нефти	210 г/э. л. с.-ч.
Диаметр отверстия сопла распыливающей пластины	3 мм.
Диаметр плунжера насоса	20 мм.

Чтобы воспрепятствовать повышению давления в рабочем цилиндре при работе его на газе, при переделке двигателя было произведено понижение степени сжатия с 16 до 13,5, что уменьшило давление в конце сжатия с 32 до 27 кг/см². Вследствие же пропускания клапанов давление сжатия фактически снижалось до 25 кг/см².

Давление распыливающего воздуха было повышено до 60—70 кг/см², чтобы предохранить форсунку и распыливающие пластинки от загрязнения при попадании на них продуктов сгорания. Повышение давления распыливающего воздуха было произведено за счёт уменьшения диаметра отверстия распыливающей сопловой пластины с 3 до 2,5 мм. Диаметр плунжера топливного насоса был уменьшен до 14 мм.

Регулятор двигателя каким-либо переделкам не подвергался и разнос двигателя предупреждался выключением подачи жидкого топлива при помощи имевшегося на двигателе регулятора. Регулирование газа производилось дросселем от руки. Таким образом на этой машине регулирование осуществляется пропусками зажигания.

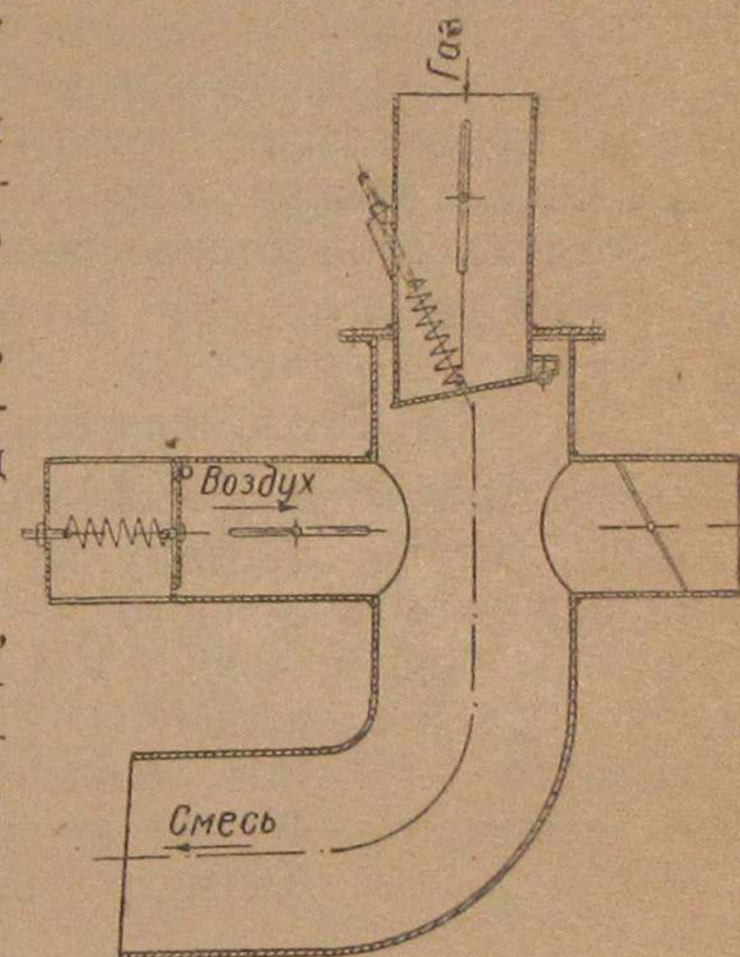
Такое регулирование не может не приводить к большому расходу жидкого топлива; это видно из того, что во время испытания количество нефти, расходуемое на присадку, составляло от 38,8 до 60,5% от обычного расхода нефти. В отдельных испытаниях это количество было доведено до 17—22,3%.

Соответствующая максимальная подача топлива насосом на один рабочий цикл в час составляла около 0,318 г/час, тогда как при нормальной работе двигателя под нагрузкой только на жидком топливе подача равнялась 2,01 г/час. При испытаниях на смешанном топливе давление вспышки составляло 41—42 кг/см², эффективная мощность колебалась от 41,5 до 46,0 э. л. с.

На фиг. 63 показан смеситель описываемого двигателя. Этот смеситель, представляющий собой вид тройника, был присоединён ко всасывающему патрубку двигателя.

Проходные сечения для газа, воздуха и газо-воздушной смеси были подобраны, исходя из условия равенства скоростей. Средняя скорость смеси всасывания у двигателя составляла 24,8 м/сек. На газовом и воздушном патрубках были установлены обратные клапаны, нагруженные пружинами. Натяжение пружин регулировалось таким образом, чтобы оба клапана под влиянием разрежения при ходе всасывания открывались одновременно. К опорной поверхности клапанов была приклепана листовая резина: этим достигались бесшумная их посадка и герметичность.

В одноцилиндровом двигателе газ из генератора засасывается с перерывами; после того как всасывающий клапан двигателя садится на свое седло, в газовой магистрали возникают пульсации, не позволяющие засасывать газ из генератора и нарушающие процесс газификации. В связи с этим на газовой магистрали был установлен обратный клапан, отключающий её от смесителя после окончания процесса всасывания. Благодаря этому вся генераторная установка до начала следующего хода всасывания остаётся под разрежением и воздух через фурмы поступает непрерывно в генератор, хотя и с переменной скоростью. Обратный клапан на



Фиг. 63. Смеситель компрессорного одноцилиндрового дизеля Коломенского завода, переведённого на смешанное топливо.

воздушном патрубке препятствует выбрасыванию газо-воздушной смеси из смесителя после окончания всасывания. Указанный смеситель является характерным для одноцилиндровых машин при переводе их на газ.

2. Компрессорный дизель типа «Зульцер»

Оргкоммунэнерго Наркомхоза РСФСР переведён на работу по дизельгазовому процессу с присадкой нефти двухцилиндровый четырёхтактный дизель завода Зульцер, выпуска 1909 г., установленный в 1926 г. на ГЭС в г. Йошкар-Ола.

Номинальная мощность двигателя 65 л. с. при 225 об/мин.; степень сжатия 15, давление в конце сжатия 28—30 кг/см², давление распыливающего воздуха 52—54 кг/см².

При переделке двигателя в сопловой пластинке вместо одного отверстия диаметром 3,0 мм сделаны четыре отверстия диаметром 1,5 мм каждое. Двигатель работал с присадкой около 60% нефти, причём эффективная мощность его оказалась на 16% меньше, а давление вспышки составляло 37—44 кг/см². При дросселировании воздуха происходило обогащение смеси и давление доходило до 48—52 кг/см².

3. Бескомпрессорный дизель типа Дейтц

Механико-машиностроительный институт им. Баумана в 1942 г. провёл опыт по переводу на дизельгазовый процесс одного цилиндра двухцилиндрового, четырёхтактного, бескомпрессорного дизеля типа Дейтц, марки VM-145, выпуска 1929 г., с номинальной мощностью в цилиндре 50 л. с. при 300 об/мин. Степень сжатия двигателя — $\epsilon = 11,6$, давление в конце сжатия — 28 кг/см², давление сгорания — 40—42 кг/см², нормальный расход нефти — 190 г/э. л. с.-ч. Диаметр цилиндра — 280 мм, ход поршня — 450 мм.

Для работы на газе с присадкой нефти был установлен простой тройник, образующий горючую газо-воздушную смесь для двигателя. Диаметры труб тройника следующие: для воздуха 6 дюймов, для газа — 3 дюйма. Дроссель газовой трубы присоединялся к регулятору, нефтяной же насос от регулятора отсоединялся и был отрегулирован на постоянную подачу топлива.

Что касается других регулировочных данных двигателя, то они оставались вначале точно такими же, как и при обычном дизеле, т. е.:

- 1) степень сжатия оставалась без изменения,
- 2) диаметр отверстий в сопле форсунки был прежним — 0,4 мм (четыре отверстия), давление впрыска жидкого топлива обычное — 230—250 кг/см²;
- 3) опережение подачи жидкого топлива нормальное, т. е. 37° до верхней мёртвой точки.

При этих условиях опыт работы двигателя по дизельгазовому процессу показал, что при $P_e = 5,8$ кг/см² и мощности в цилиндре 53,5 л. с. при $n = 300$ об/мин. двигатель может работать

с расходом жидкого топлива $g_e = 72,5—104$ г/э. л. с.-ч., т. е. при 40—58% от нормального расхода.

Температура выхлопных газов получалась при этом 428—434° С соответственно. Максимальное давление сгорания развивалось около 55—60 кг/см².

При большем снижении расхода жидкого топлива, за счёт обогащения засасываемой газо-воздушной смеси, давление сгорания возрастало ещё больше.

В дальнейшем, с целью снижения расхода жидкого запального топлива и понижения давления сгорания, было уменьшено опережение подачи жидкого топлива с 37 до 26° до верхней мёртвой точки.

В результате этого была достигнута надёжная работа двигателя с присадкой нефти до 10% и давлением вспышки до 50 кг/см².

Запуск двигателя производился на нефти и после его работы в течение 3—5 мин. двигатель переводили на работу по дизельгазовому процессу.

После целого ряда опытов с двигателем Дейтц в лаборатории ДВС МВТУ было установлено следующее.

1. Переделка двигателя для работы по дизельгазовому процессу проста и не требует серьёзных изменений в конструкции двигателя.

2. При полной нагрузке двигателя экономия жидкого топлива составляет около 85% от количества, расходуемого двигателем при работе только на жидком топливе.

3. Потеря мощности двигателя составляет не более 10% (при перегрузке). Опытный двигатель легко работал при полной нагрузке и перегрузке в 10%, не развивал перегрузку в 20%, которую он даёт на жидком топливе.

4. Снижение экономичности двигателя относительно невелико; к. п. д. двигателя при полной нагрузке на газожидкостном топливе составляет 29—30%, а только на жидком топливе — около 35%.

5. Максимальное давление сгорания в цилиндре при полной нагрузке повышается не более чем на 5—6 ат по сравнению с тем, какое оно имеет при работе только на жидком топливе. Давление сгорания на жидком топливе — 42 кг/см², на смешанном топливе — 48 кг/см².

6. При нагрузке около 90% от нормальной максимальное давление в цилиндре — того же порядка, что и при работе на жидком топливе. Это позволяет ценою снижения мощности применять способ перевода дизеля на дизельгазовый процесс и в тех случаях, когда повышение максимального давления недопустимо.

7. Температура выхлопных газов при работе двигателя по дизельгазовому процессу при полной нагрузке получается выше, чем при работе по дизельному процессу. Это получается как вследствие повышенного расхода топлива при дизельгазовом процессе, так и вследствие природы топлива.

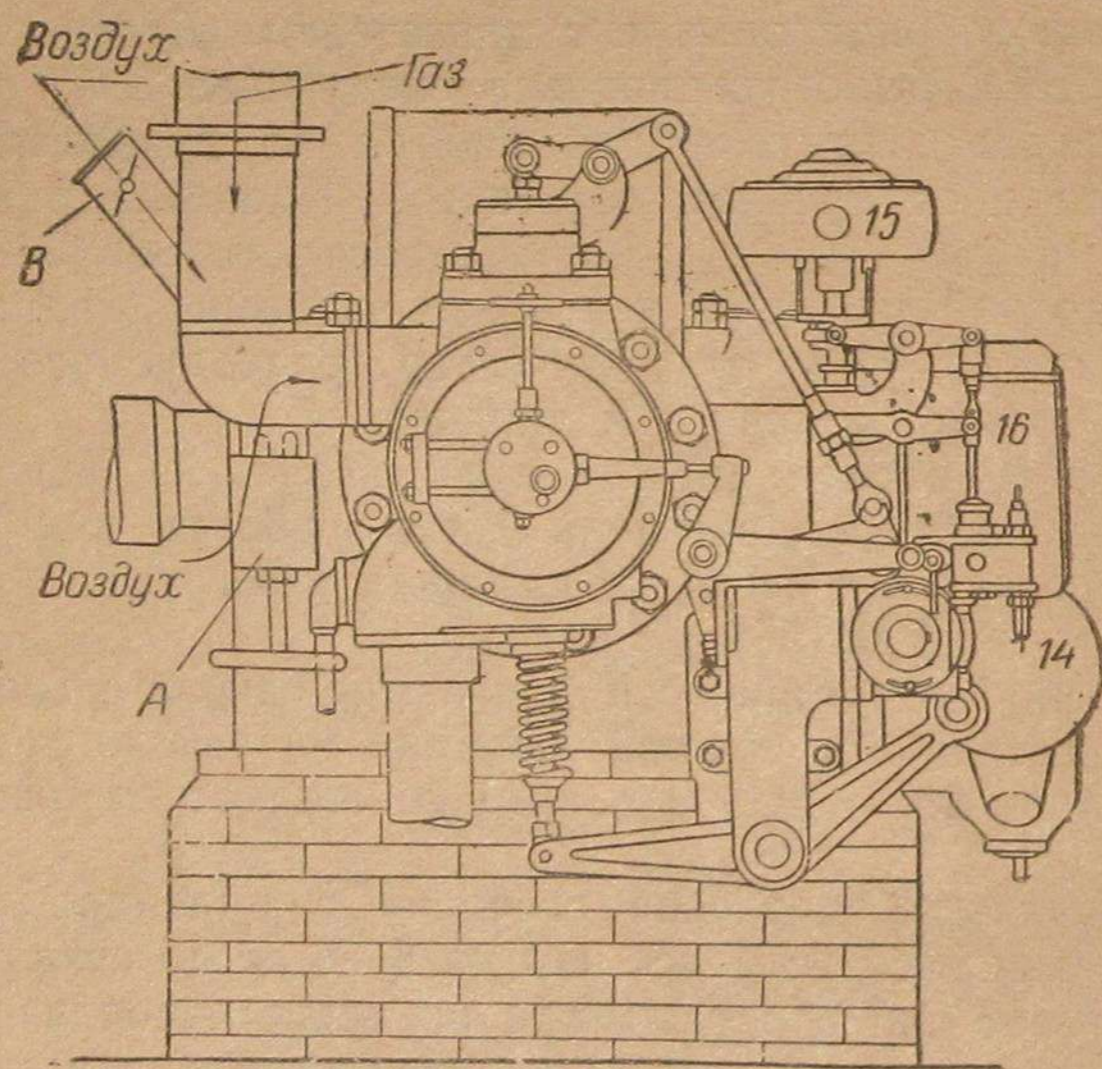
8. При всех испытанных режимах работа двигателя была устойчивой и надёжной.

4. Компрессорный дизель типа Литценмейер

Двигатель установлен на электростанции в Александрове Ярославской ж. д. Его характеристика следующая:

Тип двигателя	компрессорный, четырёхтактный, горизонтальный.
Число цилиндров	1.
Мощность	75 л. с.
Число оборотов	187 об/мин.
Тип форсунок	открытая „Литценмейер“
Диаметр цилиндра	410 мм.
Ход поршня	568 мм.
Завод	„Красное Сормово“.
Год постройки	1920.

В 1940—1941 гг. инж. Пойдо А. А. этот двигатель был переведён на работу по дизельгазовому процессу.



Фиг. 64. Общий вид двигателя Литценмейер.

Общий вид двигателя типа Литценмейер со стороны цилиндрической крышки показан на фиг. 64.

Источником энергии двигателя является антрацитовый газогенератор Московской судоверфи типа МССЗ-1. Генератор — прямого процесса с «мокрой» очисткой газа.

Для перевода двигателя на газ были изготовлены следующие дополнительные узлы:

1) смеситель, 2) ограничитель подачи нефти, 3) привод газовой заслонки с регулятором.

Устройство и работа смесителя понятны из фиг. 64.

Смеситель присоединяется к всасывающему патрубку. При работе на газе воздух поступает только через патрубок В, клапан А закрыт.

При работе на нефти одного сечения патрубка В недостаточно и в этом случае открывают также и клапан А. Соотношение между сечениями газовой трубы и воздушной В было выбрано следующее:

$$\frac{f_{\text{возд}}}{f_{\text{газ}}} = \frac{19,6}{112} = 0,17.$$

Проходное сечение сопла форсунки было уменьшено с 10 до 6 мм². Уменьшение сечения сопла форсунки сделано для улучшения распыливания жидкого топлива, когда оно при работе на газе подается в малом количестве.

Наиболее важным моментом в данной установке является регулирование двигателя, которое было осуществлено следующим образом.

Подача нефти в цилиндр машины осуществляется так же, как и при работе на жидком топливе. Газовая заслонка привязывается к той же тяге регулятора, что и нефтяной насос. Запуск машины осуществляется на нефти обычным способом. При загрузке двигателя нефтяной насос устанавливается на полную подачу топлива. Затем по мере закрытия заслонки патрубка смесителя В газ через смеситель начинает поступать в машину. При этом регулятор автоматически начинает уменьшать ход плунжера нефтяного насоса до определённой величины. Это положение насоса затем фиксируется упорным болтом и в таком положении закрепляется на всё время работы двигателя на газе.

При переходе на жидкое топливо клапан А открывается полностью и снимается ограничение хода плунжера нефтяного насоса. Как на недостаток необходимо указать на следующее.

Регулятор, связанный с газовой заслонкой, почти не воздействовал на подачу газа, так как газогенератор для данного двигателя был применён малых размеров и количество газа было недостаточно. Поэтому вся работа машины, превышавшая 75—80% мощности, получалась за счёт нефти.

Таким образом, фактически в двигатель подавалось постоянное количество газа, а регулировалась только подача нефти. Поэтому ход плунжера нефтяного насоса устанавливался несколько большим, чем это было необходимо для работы двигателя на газе. При таком сочетании элементов регулирования машины в моменты работы двигателя на полную мощность значительно повышался расход жидкого топлива, а при малых нагрузках подача нефти периодами прекращалась. Фактически это приводило к регулированию машины «пропусками», чем и объясняется увеличенный расход жидкого топлива.

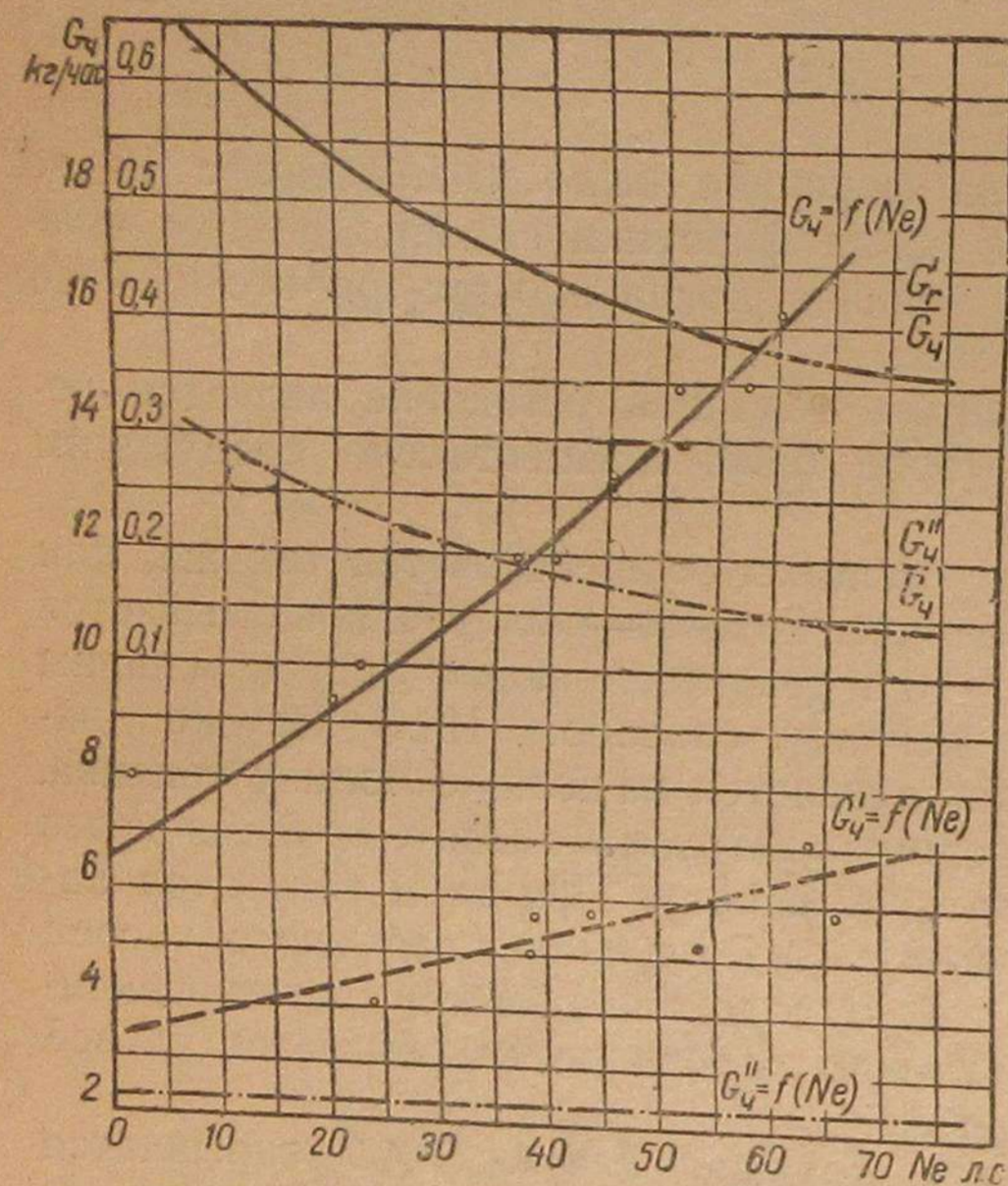
Как видно из схемы, в двигателе осуществлялось качественное регулирование газа.

Данная установка прошла в 1941 г. предварительные испытания при участии комиссии, выделенной топливно-энергетическим

отделом НКПС. Основные данные испытания этой машины на газе приводятся ниже.

На фиг. 65 показаны расходы жидкого топлива при работе двигателя на нефти и по дизельгазовому процессу в зависимости от снимаемой мощности двигателя.

Расход жидкого топлива при работе двигателя на нефти 380—440 г/э. л. с.-ч. Такой большой расход нефти объясняется, с одной стороны, изношенностью двигателя и, с другой, — низкой степенью сжатия ($\varepsilon = 10$). Из-за особых приливов в крышке двигателя, допущенных при её отливке, поднять степень сжатия выше указанной было невозможно.



Фиг. 65. Расходы жидкого топлива при работе двигателя Литценмейер по чисто дизельному и дизельгазовому процессу в зависимости от мощности двигателя:

G_u — часовой расход жидкого топлива при работе двигателя по чисто дизельному процессу; G'_u — часовой расход жидкого топлива при работе двигателя по дизельгазовому процессу; G''_u — минимальный часовой расход жидкого топлива, необходимый для запала газа и устойчиво обеспечивающийся существующим топливным насосом; $\frac{G'_u}{G_u}$ — практически полученные доли расхода жидкого топлива в дизельгазовом процессе по отношению к расходу в чисто дизельном процессе; $\frac{G''_u}{G_u}$ — минимально возможные доли расхода жидкого топлива в дизельгазовом процессе по отношению к расходу в чисто дизельном процессе.

сгорания при дизельгазовом процессе не выходит из рамок допускаемого для компрессорных машин. На малых нагрузках давления сгорания при дизельгазовом процессе получают равными 25—28 ат, что соответствует давлениям при работе на нефти.

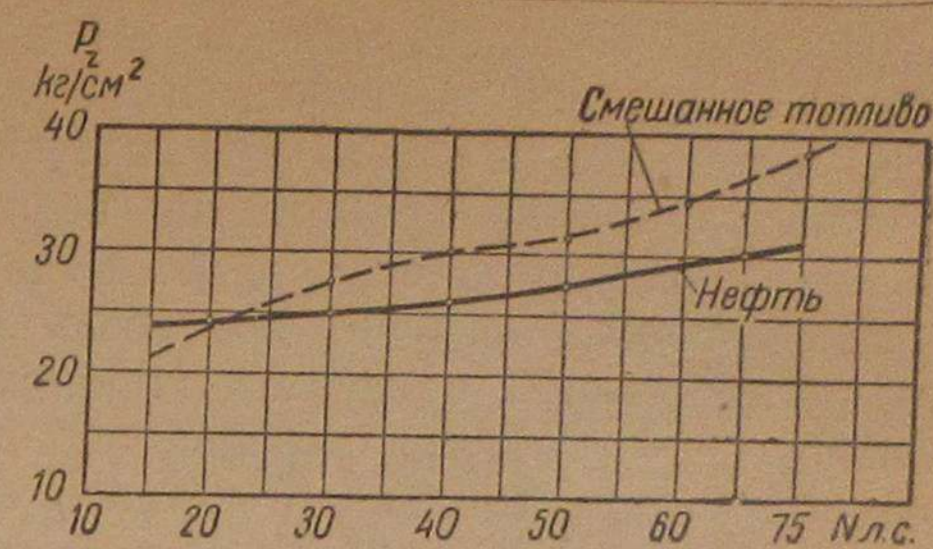
На больших же нагрузках и при работе по дизельгазовому процессу давления сгорания доходят до 40 ат.

с другой стороны, изношенностью двигателя и, с другой, — низкой степенью сжатия ($\varepsilon = 10$). Из-за особых приливов в крышке двигателя, допущенных при её отливке, поднять степень сжатия выше указанной было невозможно.

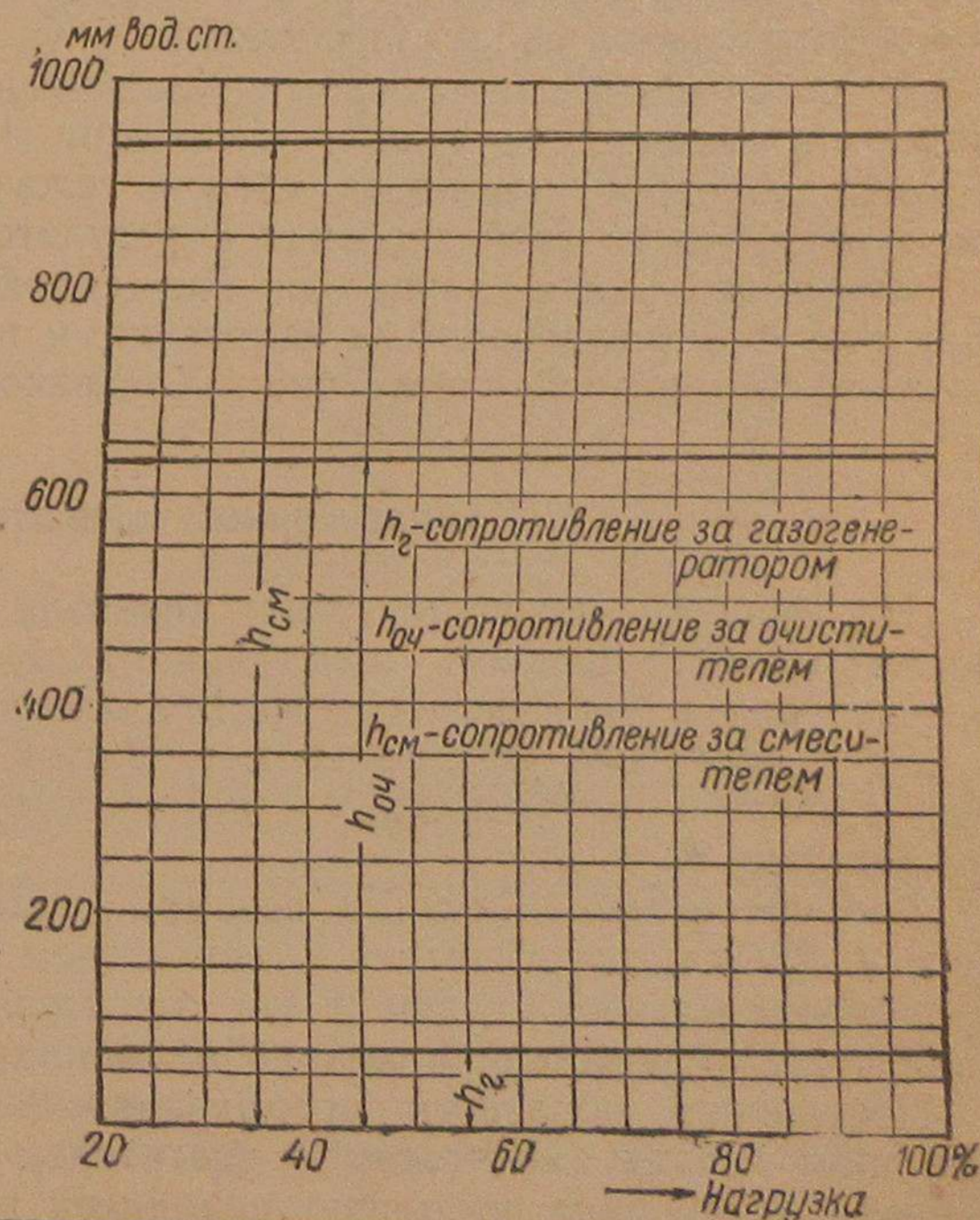
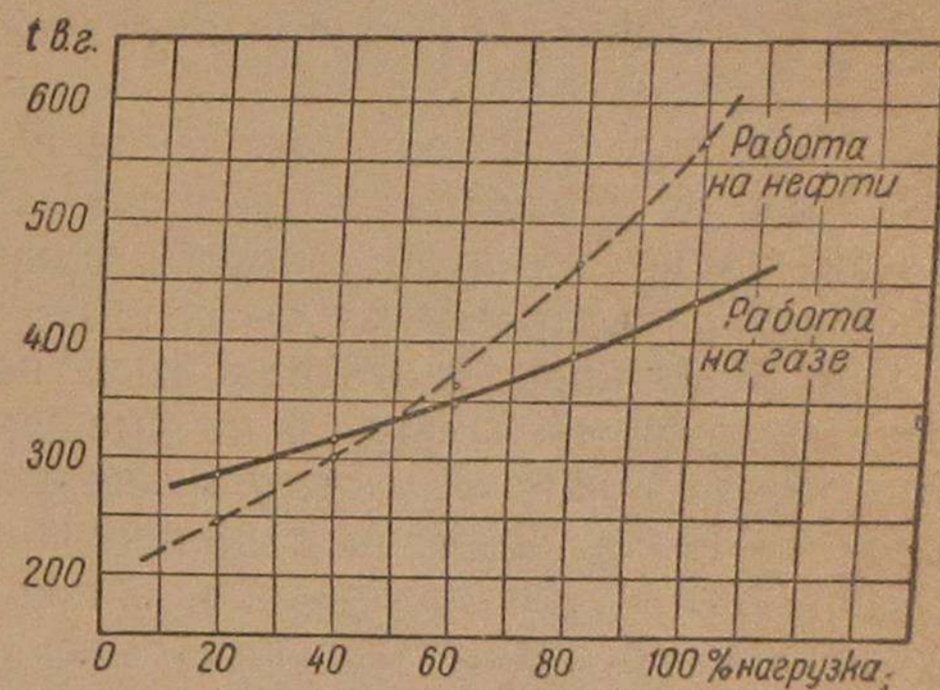
Расход жидкого топлива при работе двигателя по дизельгазовому процессу колебался в пределах 35—60% от расхода нефти при работе двигателя только на нефти (см. фиг. 65).

При переводе двигателя с нефти на дизельгазовый процесс весьма важным фактором является изменение давления сгорания P_z , которое влияет на прочность всего кривошипно-шатунного механизма двигателя. На фиг. 66 показано изменение давления сгорания P_z в зависимости от рода применяемого топлива. Из этой фигуры видно, что давление

Фиг. 66. Изменение давления сгорания P_z в зависимости от мощности и рода применяемого топлива.



Фиг. 67. Температуры выхлопных газов при работе двигателя Литценмейер по дизельному и дизельгазовому процессу.



Фиг. 68. Сопротивление газогенераторной установки и смесителя в зависимости от снимаемой мощности двигателя.

На фиг. 67 представлены температуры выхлопных газов при работе двигателя на нефти и по дизельгазовому процессу. Из этой фигуры видно, что до нагрузки 40—50% температура выхлопных газов при работе на нефти ниже, чем при работе по дизельгазовому процессу, а при больших нагрузках выше, чем при дизельгазовом процессе. Это объясняется тем, что при работе на нефти и больших нагрузках происходило частичное догорание топлива по линии расширения вследствие малых скоростей сгорания жидкого топлива и плохого его распыливания. При работе на газе такого явления не происходило благодаря большим скоростям сгорания газового топлива. Такое объяснение подтверждается и материалами анализа газов и окраской выхлопных газов.

На фиг. 68 дано сопротивление газогенераторной установки и смесителя в зависимости от снимаемой мощности двигателя.

Как видно из этой фигуры, сопротивление газогенераторной установки практически не зависит от мощности двигателя.

При испытании двигателя была получена максимальная мощность на нефти 65 л. с., а на смешанном топливе 70 л. с. При этом машина работала совершенно спокойно без перерывов в течение 6—12 час. Иногда в цилиндре двигателя появлялись стуки. Обычно эти стуки прекращались при устранении пропусков форсунки или обеднении газовой смеси. Необходимо отметить, что стуки в машине происходили, главным образом, при применении вязких парафинистых мазутов или нефти марки М-4. На моторной же нефти машина работала спокойно.

В дальнейшем инженером Хлебниковым Г. К. были проведены в машине следующие изменения: 1) увеличены размеры трубопроводов; 2) повышена степень сжатия; 3) рационализирована привязка газовой заслонки к регулятору.

Итоги испытания двигателя Литценмейер по дизельгазовому процессу с вышеуказанными изменениями приводятся ниже в сборнике в специальной статье инж. Хлебникова.

5. Компрессорный двигатель MAN

На фиг. 69 показана схема перевода двигателя Дизеля на дизельгазовый процесс, проведенного отделением Всесоюзного энергопроекта при участии проф. Бриллинга Н. Р. в 1941—1942 гг.

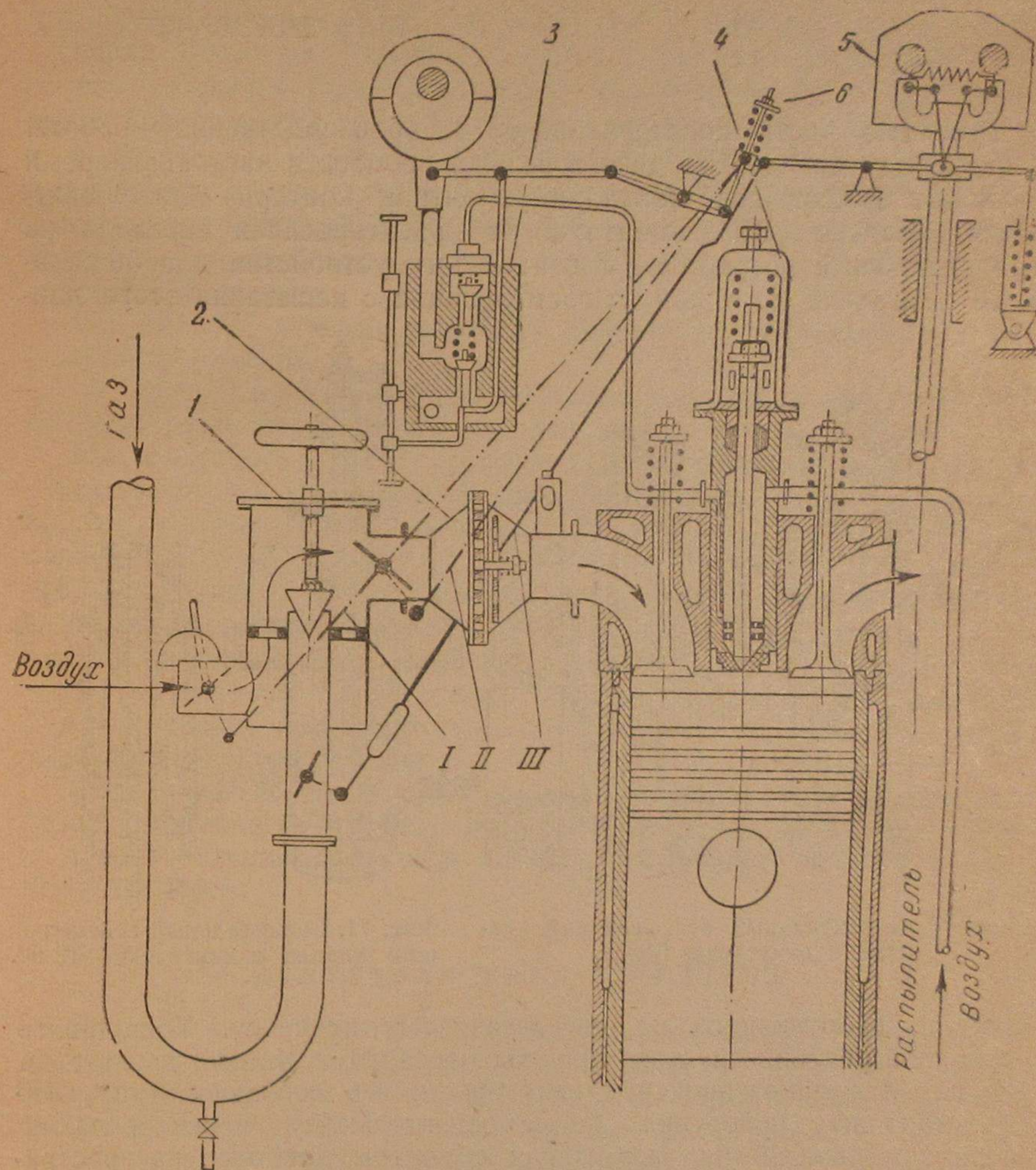
Этот двигатель установлен в г. Янги-Юле Ташкентской области. Двигатель фирмы MAN — компрессорный, двухцилиндровый, мощностью 80 л. с.

Рабочая смесь — газ и воздух — готовится в смесителе 1. Между смесителем и двигателем установлен обратный предохранительный клапан 2. Из смесителя рабочая смесь поступает через всасывающий клапан в цилиндр машины.

Постановка обратного предохранительного клапана вызвана наличием между смесителем и двигателем трубопровода большой емкости, в котором постоянно находится горячая смесь, опасная

для взрыва трубопровода и других агрегатов газогенераторной установки.

Регулятор числа оборотов двигателя каким-либо переделкам не подвергался и одновременно воздействует как на нефтяной



Фиг. 69. Схема перевода двигателя MAN на дизельгазовый процесс в г. Янги-Юле Ташкентской области.

1 — смеситель; 2 — предохранительный клапан; 3 — нефтяной насос; 4 — форсунка; 5 — регулятор; 6 — пружина для ручной подрегулировки подачи нефти.

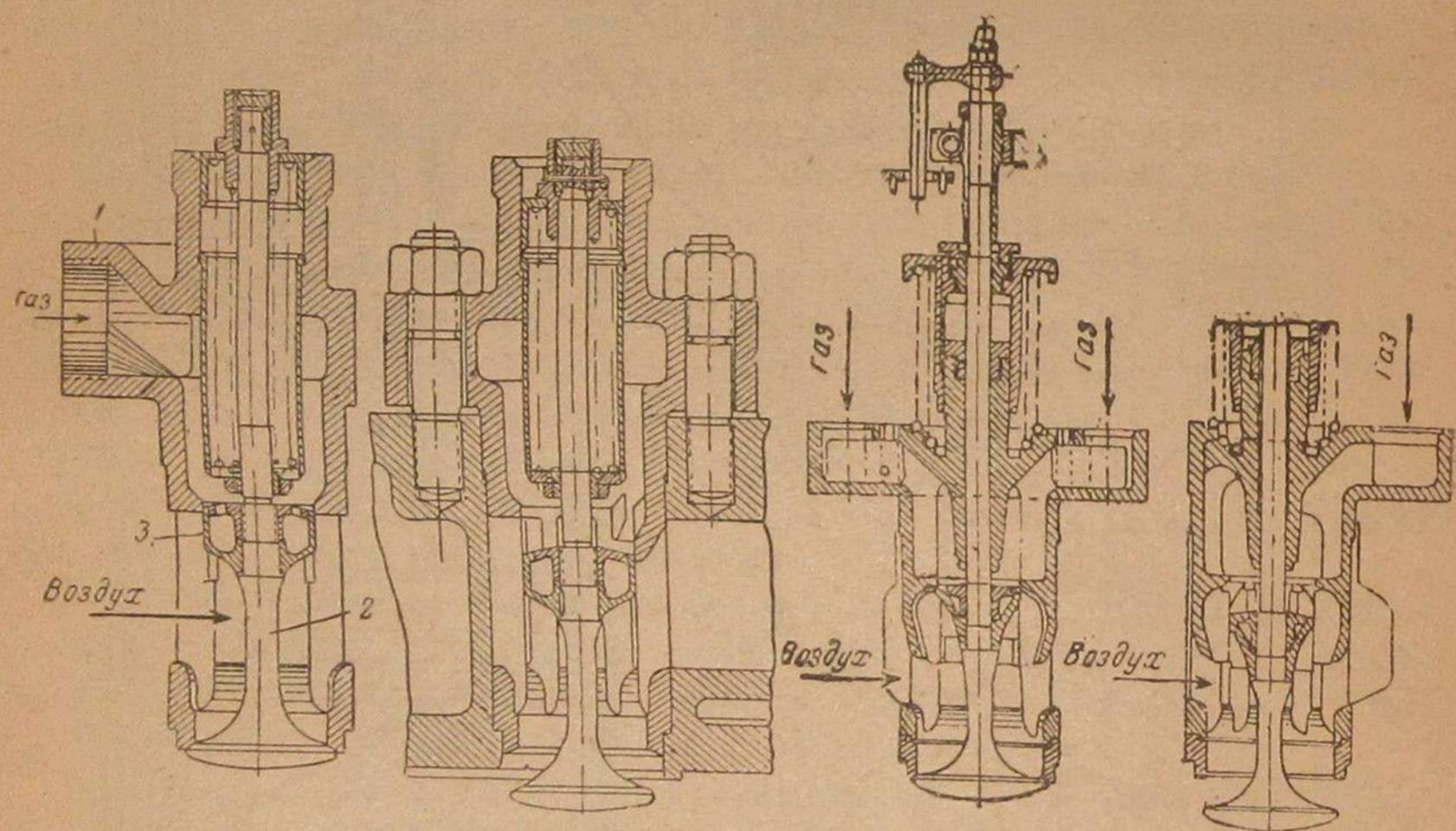
насос, так и на газовую заслонку. По мере увеличения подачи газа подача нефти уменьшается.

Двигатель прошел наладочные испытания и дал вполне удовлетворительные результаты.

6. Работы по переводу двигателей на газ Всесоюзной монтажно-ремонтной конторы «Дизельмонтаж» и НИДИ Наркомтяжмаша

Двигатели:	1	БК-26/38.
	2	4Б0-38.
	3	ДР-60.
	4	1МЧ и 2МЧ 10,5/13.
	5	М-17.

Большую часть конструкторской и производственной работы по переводу дизелей на дизельгазовый процесс в настоящее время проводит Всесоюзная монтажно-ремонтная контора «Дизельмонтаж». Участие «Дизельмонтажа» в проектировании перевода на газ началось с разработки смесительного устройства для 50-сильного двигателя на одной из госмельниц и с испытания этого дви-



Фиг. 70. Смесительный всасывающий клапан к двигателю БК-38.

Фиг. 71. Смесительный всасывающий клапан к двигателю ДР-60.

гателя, работающего по дизельгазовому процессу. Убедившись в полной реальности этого способа перевода нефтяных двигателей на газ и ознакомившись с некоторыми его особенностями, «Дизельмонтаж» приступил к самостоятельному проектированию перевода дизелей на газ, избрав объектом наиболее распространенные марки БК и БО-38 и ДР-60.

Так как при струйном распыливании должно быть обеспечено надёжное воспламенение горючего, то в избранных машинах степень сжатия осталась без изменения, т. е. для ДР-60 $\epsilon = 12$ и 4Б0 $\epsilon = 13$.

Вместе с тем эти степени сжатия достаточно низки и нет оснований опасаться преждевременных вспышек.

Смешение газа «Дизельмонтаж» осуществляет двумя путями:

- 1) с помощью всасывающих смесительных клапанов и
- 2) с помощью выносного смесительного устройства.

На фиг. 70 и 71 показаны специальной конструкции всасывающие смесительные клапаны.

На фиг. 70 представлен смесительный клапан к двигателю БК-38, на фиг. 71 — смесительный клапан к двигателю ДР-60.

Процесс поступления газа в цилиндр и его смешение происходят следующим образом. Газ поступает в клапаны через корпус 1 сверху. Золотник 3 открывает проход для газа несколько позже начала открытия тарелки клапана. Это устройство, с одной стороны, предотвращает воспламенение свежего газа в трубопроводе и, с другой, — позволяет путем изменения перекрытия золотника выравнивать подачу газа по отдельным цилиндрам. Кроме распределительных функций для впуска газа, золотник служит нижним ползуном, скользящим в направляющих ребрах, и направляющим шпindelю 2 клапана.

На фиг. 72 показан выносной смеситель эжекционного типа к двигателю БК-38.

На фиг. 73 представлено размещение газоподвода на двигателе БК-38 и связь регуляторной газовой заслонки с регулятором.

На двигателе ДР-60 газоподвод к цилиндрам производится следующим образом. Газовый трубопровод диаметром 133 мм подводит газ к коллектору диаметром 159 мм к его средней части. Из коллектора газ подводится к каждому цилиндру посредством особых тройников, от которых он следует тремя каналами к всасывающим смесительным клапанам.

Для регулирования подачи газа к двигателю перед коллектором на газовом трубопроводе установлен дроссельный клапан, который связан с регулятором, одновременно действующим и на управление жидким топливом.

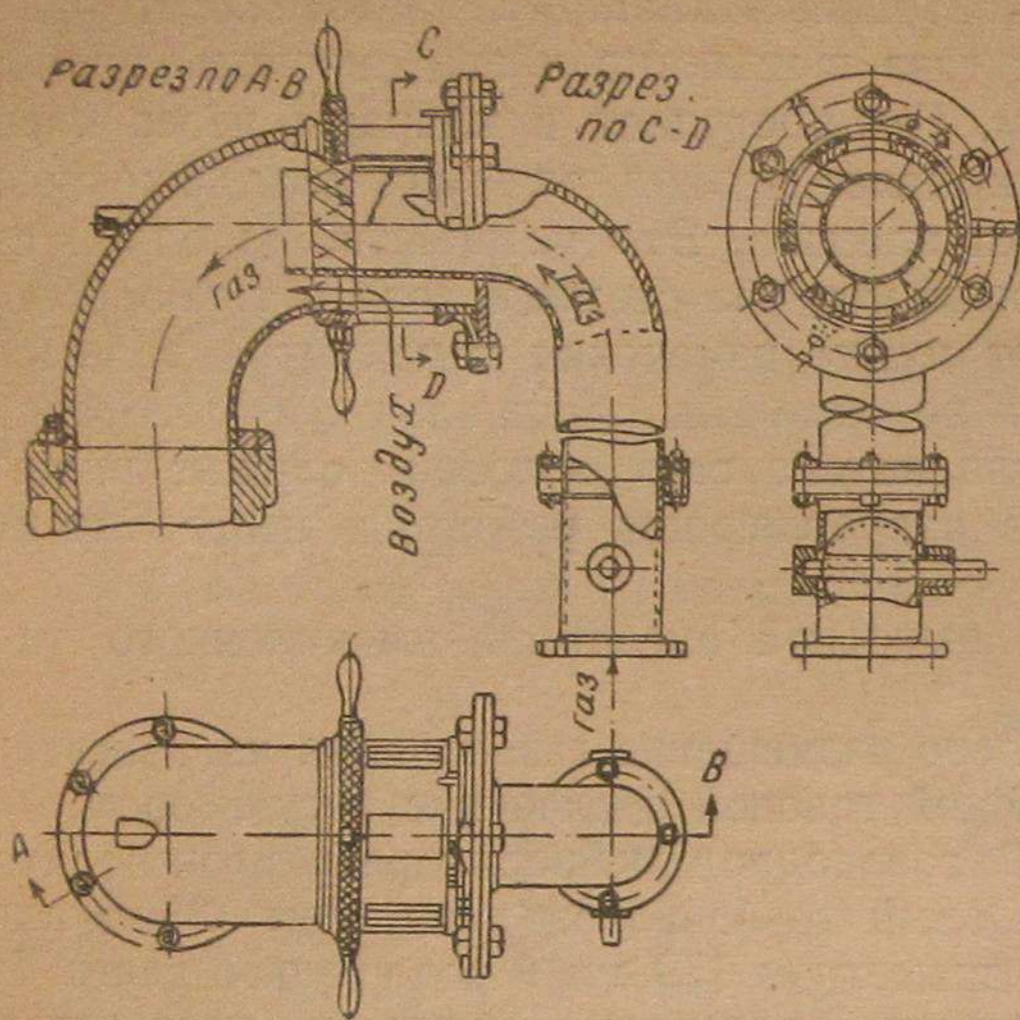
Переделка всасывающего клапана и приспособление его как газосмесительного агрегата являются отрицательным моментом в приспособлении двигателя ДР-60 для работы по дизельгазовому процессу.

Двигатели типа 1МЧ 10,5/13

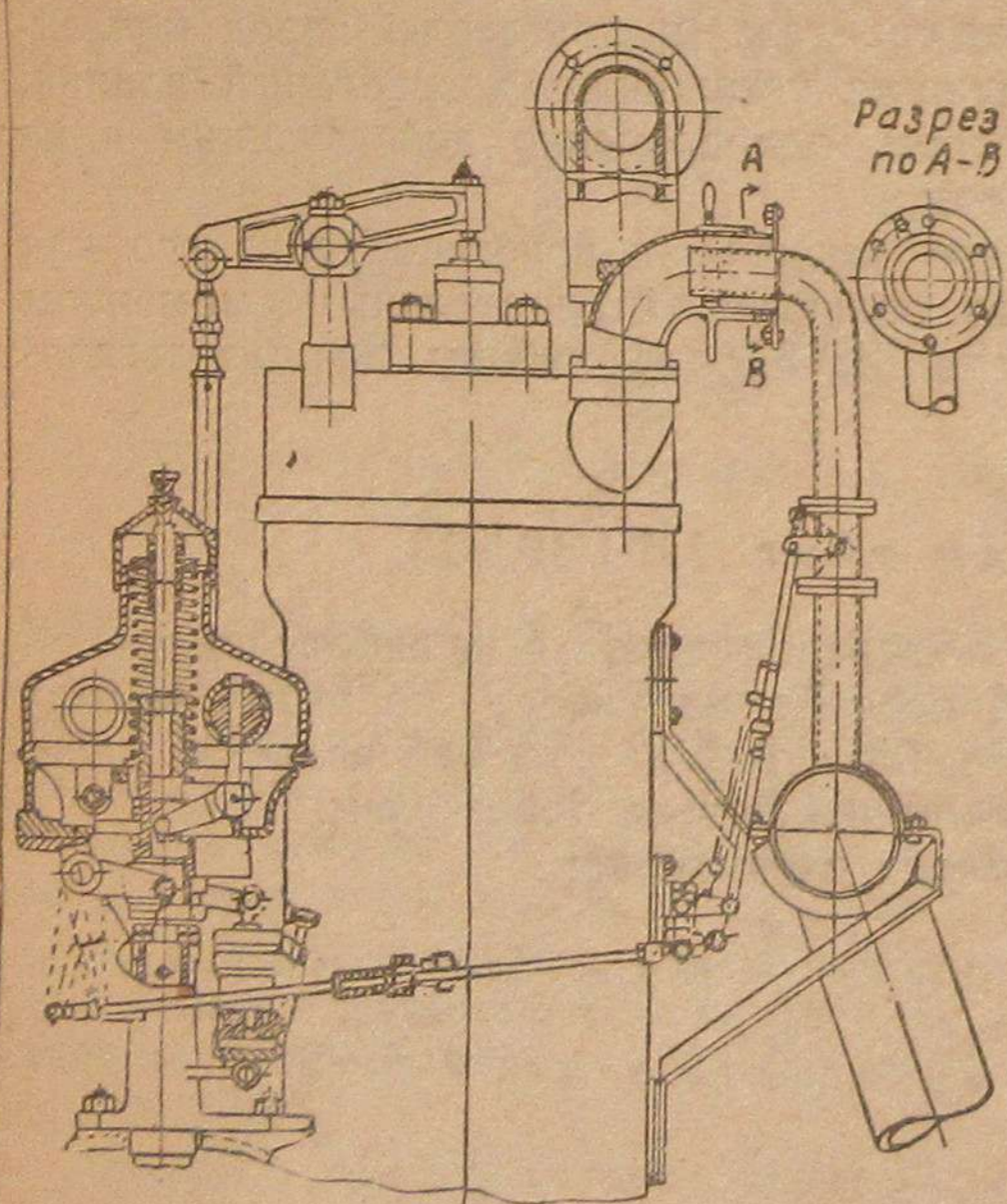
Проводя эксперименты по переводу дизеля на работу по дизельгазовому процессу, НИДИ перевёл на работу по этому методу быстроходные дизели 1МЧ и 2МЧ 10,5/13. Первый является одноцилиндровым, второй — двухцилиндровым двигателем.

Основные их характеристики следующие:

Двигатели	вертикальные, четырехтактные, бескомпрессорные, с вихревыми камерами
Цилиндровая мощность	10 л. с.
Диаметр цилиндра	105 мм.
Ход поршня	130 мм.
Число оборотов в минуту	1500.
Степень сжатия	17.
Топливные насосы типа „Бош“	РФ.



Фиг. 72. Общий вид смесителя эекционного типа к двигателю БК-38.



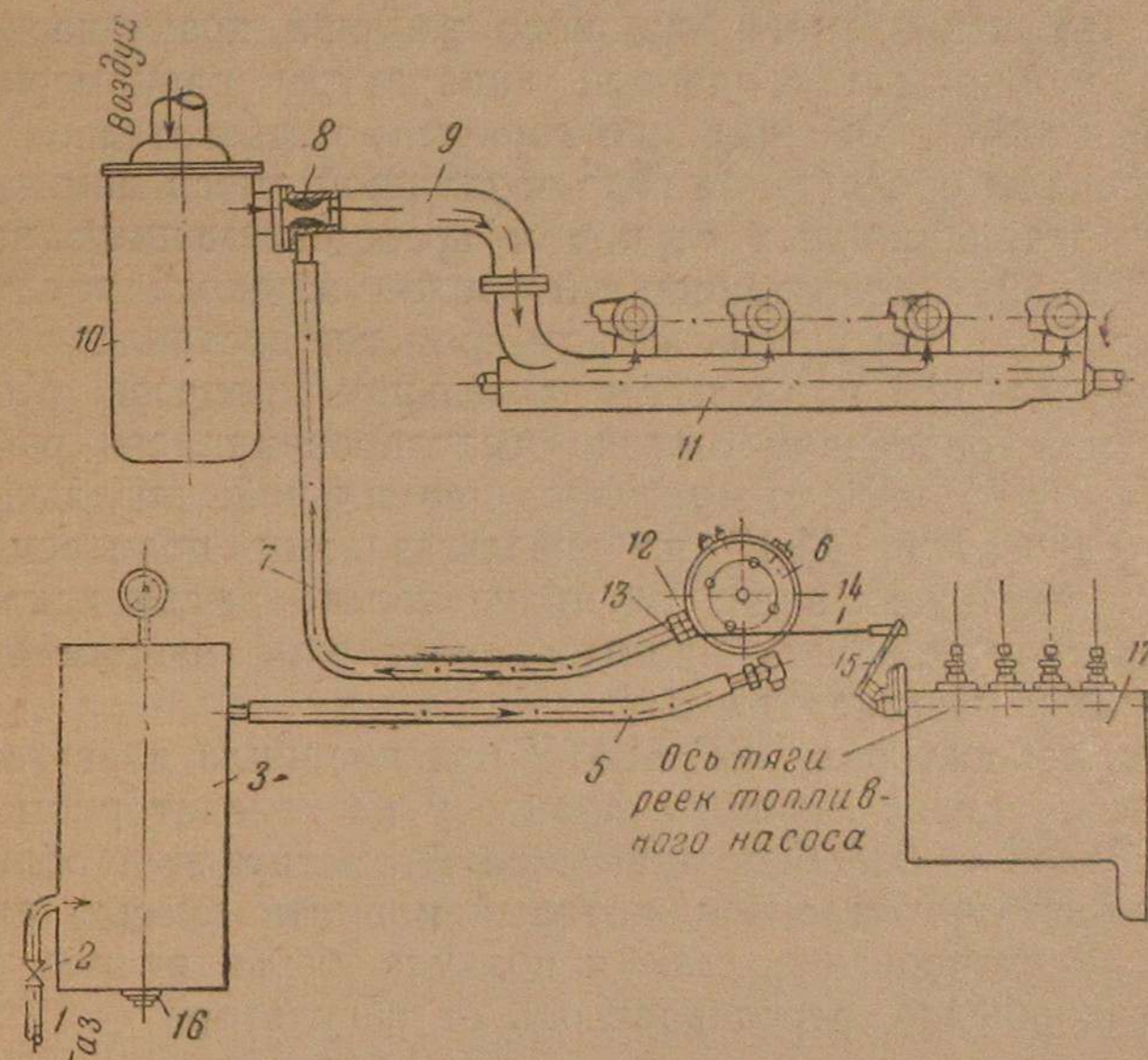
Фиг. 73. Размещение газопровода на двигателе БК-38 и связь газовой заслонки с регулятором.

Двигатели экспериментировались на древесном газе. Подробные результаты работ этих двигателей по дизельгазовому процессу освещены ниже в отдельной статье инж. Великсона и статье инж. Амелькина О. С.

Двигатель М-17

Помимо широкого распространения двигателей М-17 на речном флоте, последние часто применяются на передвижных и стационарных электростанциях, компрессорных, насосных, буровых и грузоподъемных установках.

Выше были указаны необходимые данные этого двигателя и способы перевода двигателей М-17 на газ по циклу Отто. Эти



Фиг. 74. Схема приспособления двигателя М-17 для работы по дизельгазовому процессу на естественном газе.

двигатели также могут быть без значительных затрат и переделок переведены на питание различными видами газообразных горючих по дизельгазовому процессу, дающему весьма значительную экономию жидкого дизельного топлива.

В 1942 г. НАТИ перевел двигатель М-17 на работу по дизельгазовому процессу на нефтепромыслах, используя естественный газ ближайшей скважины.

На фиг. 74 показана схема приспособления двигателя М-17 для работы по дизельгазовому процессу на естественном газе.

Газ подводится по трубе 1 через вентиль 2 от газовой магистрали очищенного газа. Далее он следует по резиновому шлангу 5 к редуктору 6, который снижает переменное избыточное давле-

ние газа в сети до некоторого постоянного небольшого разрежения, обеспечивающего герметичность системы при неработающем двигателе. По выходе из редуктора газ проходит жиклер 12, заслонку 13 и по шлангу 7 поступает в смесительное устройство, где происходит его смешение с воздухом, поступающим, как обычно, через воздухоочиститель 10.

Газо-воздушная смесь идёт далее по всасывающему коллектору в цилиндры двигателя. Тяга реек топливного насоса, связанная одним концом с регулятором, другим концом соединяется посредством рычага 15, тяги 14 и поводка с газовой заслонкой 13. В результате при изменении нагрузки автоматически меняется количество как газообразного, так и жидкого топлива.

Необходимое для воспламенения сжатой воздушной смеси количество впрыскиваемого жидкого топлива практически определяется способностью топливной аппаратуры равномерно подавать весьма малые дозы жидкого горючего в двигатель. С другой стороны, пределы обогащения газо-воздушной смеси лимитируются появлением детонационных стуков и преждевременных вспышек. В итоге средний эксплуатационный расход жидкого топлива для данного двигателя при дизельгазовом процессе составляет 25—30% от его расхода при нормальном дизельном процессе. Мощность двигателя при описанном методе регулирования его работы по дизельгазовому процессу не уступает нормальной, дизельной.

Работа двигателя М-17 по дизельгазовому процессу вполне возможна и на других видах газов, не только высококалорийных, но и на среднекалорийных промышленных, как, например, коксовый, а также и на генераторных.

В 1944 г. лаборатория ДВС МВТУ приспособила двигатель М-17 для работы по дизельгазовому процессу на генераторном древесном газе. Здесь также был один общий смеситель и общий коллектор газо-воздушной смеси, который и питал смесь цилиндры двигателя. Регулирование газа и воздуха было ручное. Жидкое топливо, как обычно, регулировалось от регулятора.

7. Работы наркоматов судостроительной промышленности, речного флота и Всесоюзного научного инженерно-технического общества водного транспорта (ВНИТОВТ)

Двигатели:

- 1) Рустон;
- 2) Моддаг-Крупп;
- 3) 4СД 19/32 — завода им. Сталина;
- 4) 38КР-8;
- 5) 6БК-43;
- 6) 2РК-30;
- 7) 3РК-30;
- 8) Климанс.

Общество ВНИТОВТ в 1942 г. разработало предложения по переводу на газ, по дизельгазовому процессу, четырёхтактных

судовых дизелей. В качестве объекта был принят распространённый на речном транспорте дизель Рустон, потребляющий дефицитное соляровое масло или газойль.

Предварительные испытания показали полную работоспособность этого двигателя по дизельгазовому процессу.

Этим же обществом разработаны основные положения по переводу на газ двухтактных дизелей как судовых, так и стационарных.

Наркомречфлотом (теперь Министерство речного Флота) приступлено к проверке применения дизель-газового процесса к двигателю типа Моддаг-Крупп и завода им. Сталина типа 4СД 19/32.

В 1943 г. Центральный научно-исследовательский институт речного флота уделил большое внимание переводу судовых и промышленных силовых установок речного транспорта на местное топливо.

Институтом разработаны принципиальные схемы конвертации на газ дизелей марок 38 КР-8, 6БК-43, 2РК-30, 3РК-30 и Климанс и определены необходимые изменения в конструкциях этих двигателей. Расход жидкого топлива ограничивается лишь минимальным количеством для запала.

Уже в начале 1943 г. по проекту ЦНИИРФ переведён на газ четырёхтактный компрессорный двигатель Дизеля в 135 л. с. одного из заводов Наркомречфлота. Результаты испытания этого двигателя приведены ниже в специальной статье инж. Хандова.

Помимо работ по двигателю, ЦНИИРФ разработал новые типы стационарных и судовых газогенераторов и, в частности, составил проект механизированной газогенераторной установки мощностью 400 л. с.

8. Работы Наркомата путей сообщения и Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта

Наличие на электростанциях ж.-д. транспорта большого количества разнообразных двигателей нефтяного топлива побудило НКПС и Научно-исследовательский институт ж.-д. транспорта особо усиленно заняться работами по переводу этих двигателей на газообразное топливо. Занимаясь этим вопросом с 1942 г., НКПС и Научно-исследовательский институт ж.-д. транспорта разработали проекты по переводу на газ двигателей следующих марок и фирм: «Сайсакушо», Бенц, Дейтц и «Двигатель революции».

Такие дизели, как форкамерный шестицилиндровый Бенц и четырёхцилиндровый «Сайсакушо», уже в единственном экземпляре переделаны и предварительно опробованы при работе на смешанном топливе. Результаты предварительных испытаний этих двигателей ниже освещаются в виде отдельных статей. Проекты же по двигателям Дейтц и «Двигатель революции» в данное время находятся в стадии реализации.

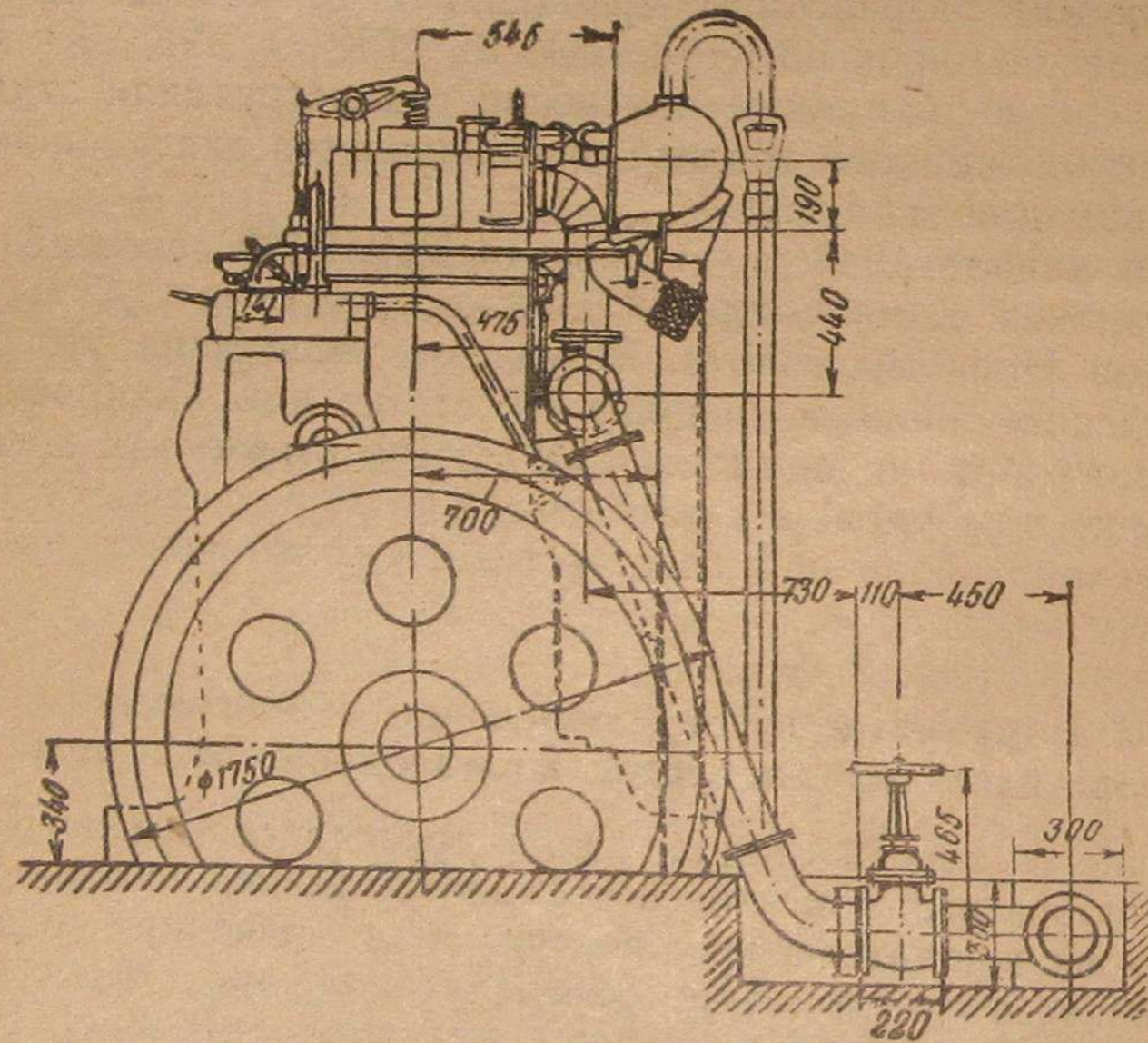
На фиг. 75 представлен общий вид двигателя Дейтц со стороны маховика с необходимыми доделками для работы на газе по дизельгазовому процессу.

На фиг. 76 представлен общий вид двигателя со стороны выхлопного коллектора.

Основные характеристические данные двигателя следующие:

Тип	V6, M345, вертикальный, бескомпрессорный, четырехтактный.
Мощность	300 л. с.
Число оборотов	300 об/мин.
Ход поршня	450 мм.
Диаметр	280 мм.
Число цилиндров	6.
Год изготовления	1936.
Год установки	1939.

Отличительной особенностью двигателя Дейтц является своеобразная его конструкция, резко отличающая двигатель от обычных четырехтактных дизелей. Это своеобразие конструкции заключается

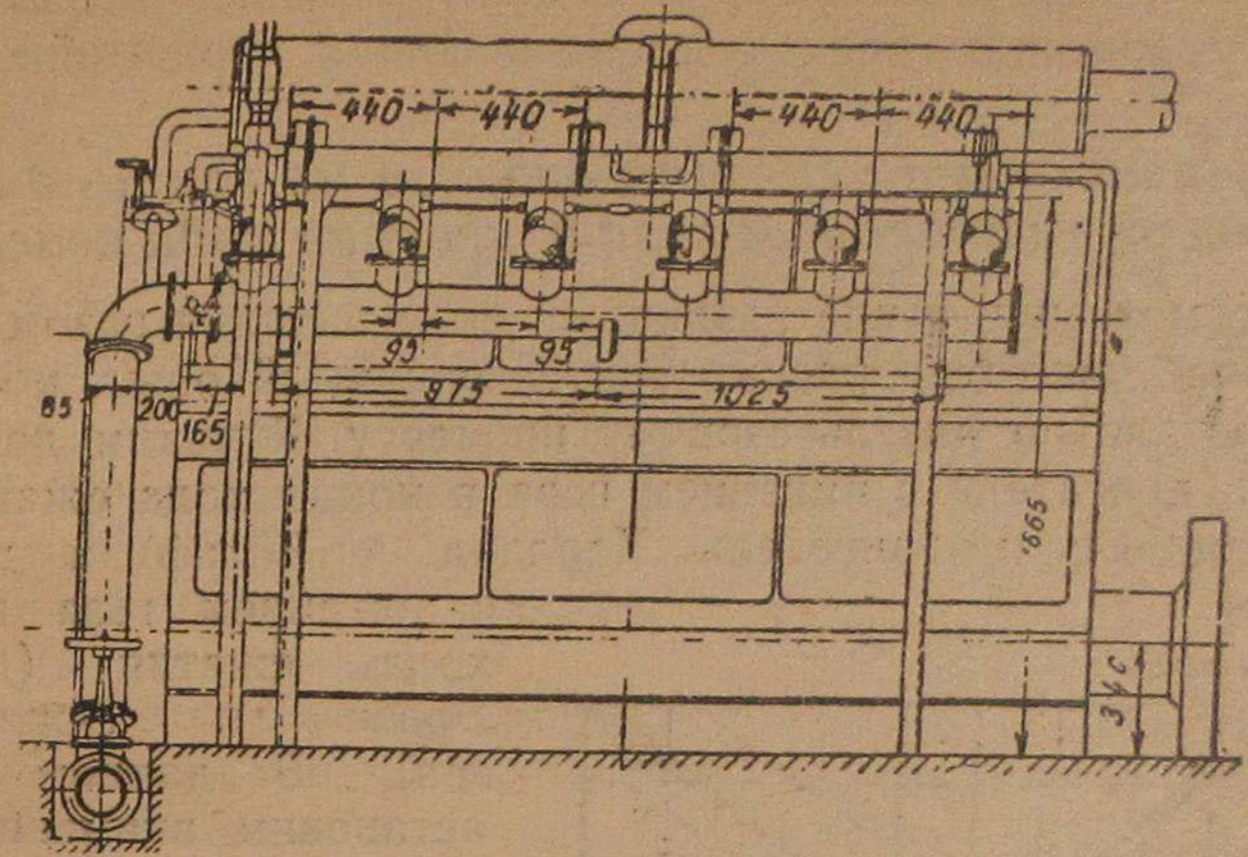


Фиг. 75. Общий вид двигателя „Дейтц“ со стороны маховика с необходимыми доделками для работы на смешанном топливе.

в том, что в двигателе Дейтц отсутствует обычный всасывающий коллектор, роль которого выполняет полость, расположенная в блоке двигателя с правой стороны. Своеобразная конструкция двигателя Дейтц потребовала для подвода газа к цилиндрам отодвинуть выхлопной коллектор в сторону на 230 мм, как это видно из фиг. 77. Связь выхлопного коллектора с крышками цилиндров производится специальными охлаждающими выхлопными патрубками.

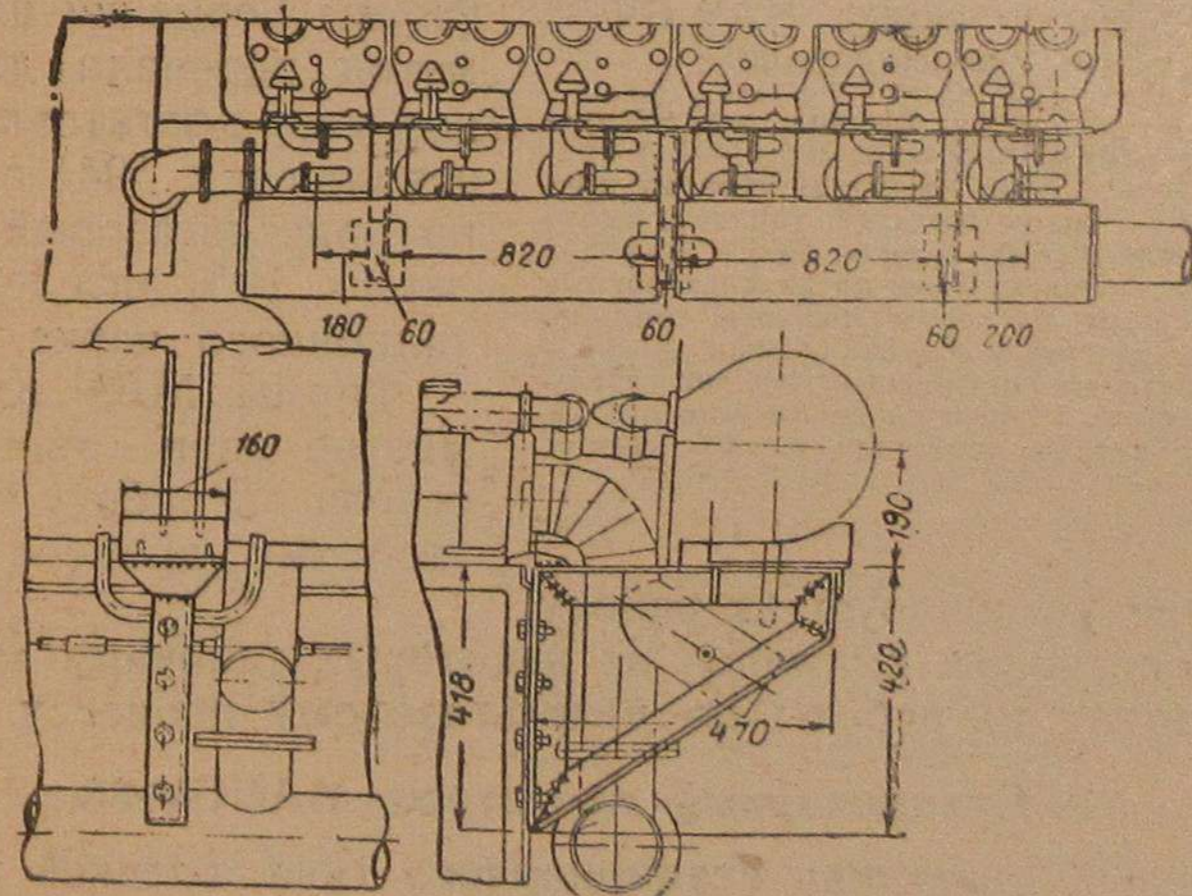
Для регулирования подачи газа к машине газовая заслонка, находящаяся на подводящей трубе к газовому коллектору, связы-

вается с регулятором при помощи тяг, которые можно видеть на фиг. 75 и 76. Помимо воздействия регулятора на газовую заслонку, он также воздействует и на насосы жидкого топлива.



Фиг. 76. Общий вид двигателя Дейтц со стороны выхлопного коллектора.

Воздушные заслонки, находящиеся в воздушных патрубках каждого цилиндра, связываются между собой общей тягой, которая выводится на пост управления и служит для ручного регулирования подачи воздуха.



Фиг. 77. Укрепление выхлопного коллектора двигателя Дейтц, приспособленного для работы на смешанном топливе, с помощью поддерживающих кронштейнов.

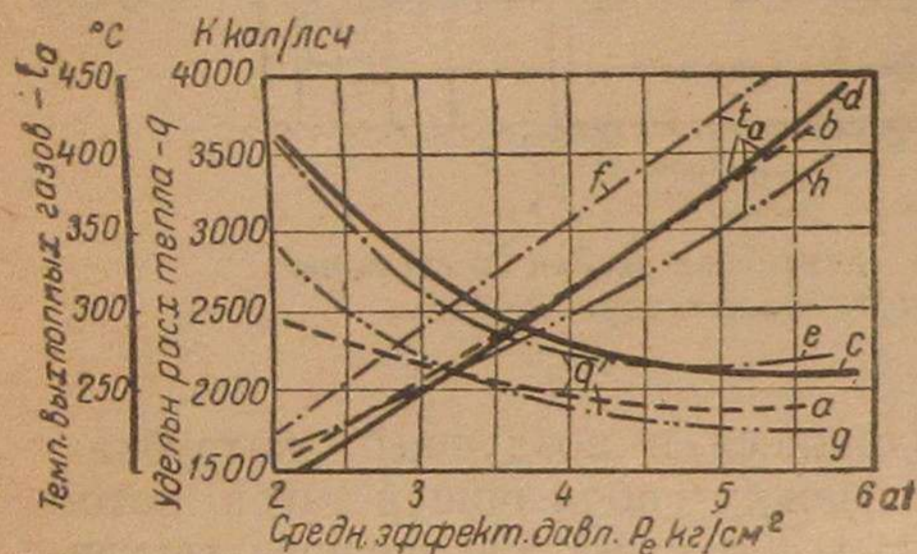
К топливным насосам дополняется ограничитель, который может устанавливать максимум подачи жидкого топлива в цилиндр

машины при её работе на газе. Подача же меньшего количества жидкого топлива при работе на газе устанавливается автоматически от регулятора в зависимости от нагрузки.

На фиг. 77 представлен второй вариант укрепления выхлопного коллектора с помощью трёх поддерживающих кронштейнов.

б) Заграничный опыт перевода дизелей на газ по дизельгазовому процессу с подводом газа в течение хода всасывания

При рассмотрении выше различных схем питания газом дизелей нами уже частично был рассмотрен заграничный опыт, когда двигатели работали по дизельгазовому процессу. К таким двигателям относились двигатели с питанием газа в конце хода сжатия (двигатель Нордберг и двигатель Харланд и Вольф) и двигатели с питанием газа в начале



Фиг. 78. Диаграмма удельного расхода тепла q и температуры выхлопных газов t_0 четырёхтактного двигателя MAN GV-33 со струйным распыливанием:

a, b (— — —) — работа на жидком топливе (газойле) по дизельному процессу; c, d (—) — работа на генераторном газе по дизельгазовому процессу с 10%-ным расходом жидкого топлива, число оборотов двигателя $n = 400$ об/мин; e, f (— · — · —) — работа на генераторном газе по дизельгазовому процессу с 10%-ным расходом жидкого топлива, число оборотов двигателя $n = 500$ об/мин; g, h (— · — · —) — работа на светильном газе по дизельгазовому процессу с 5%-ным расходом жидкого топлива, число оборотов двигателя $n = 400$ об/мин.

чили вполне устойчивую их работу.

Ниже остановим внимание на некоторых типичных машинах и на результатах их работы по дизельгазовому процессу.

1. Стационарный двигатель MANGV-33

Означенный двигатель стационарного типа, средней мощности, со струйным впрыскиванием топлива. Краткая его характеристика следующая.

Число цилиндров	3.
Диаметр поршня	$D = 220$ мм.
Ход поршня	$H = 330$ мм.
Степень сжатия	$\epsilon = 13,2$.
Число оборотов	$n = 400$ об/мин.

с питанием газа в начале хода сжатия (двигатель Эррен и Эррен-Нейшенел). В данном разделе остановим внимание на машинах, работающих по дизельгазовому процессу с подводом газа в течение всего хода всасывания и получивших широкое распространение в заграничной практике. Так, например, по данным 1940—1941 гг. многие фирмы Германии излагаемый метод перевода дизелей на газ уже достаточно хорошо освоили и к 1941 г. перевели около 10% дизелей эксплуатационного парка.

Фирмы MAN, Крупп, Бенц многие свои двигатели перевели на работу по дизельгазовому процессу и полу-

Двигатель проходил сравнительные испытания при работе на жидком топливе (газойле), светильном газе и генераторном газе. Работа на газе проходила по дизельгазовому процессу с присадкой запального жидкого топлива. При этом никаких изменений в установке и конструкции как топливного насоса, так и форсунки не производилось. Степень сжатия оставалась также неизменной, т. е. $\epsilon = 13,2$ как при дизельном, так и при дизельгазовом процессе. Только при работе на светильном газе, имея в виду повышенную его чувствительность к воспламенению, опережение подачи жидкого запального топлива было уменьшено на 6° .

На фиг. 78 представлены результаты испытания данного двигателя как по дизельному, так и по дизельгазовому процессу на светильном и генераторном газе. Для возможности сравнения экономических показателей расходы топлива заменены соответствующими расходами тепла.

Кривые расхода a и температуры b получены при работе двигателя на жидком топливе при $n = 400$ об/мин.

Кривые расхода g и температуры h получены при работе двигателя по дизельгазовому процессу на светильном газе с присадкой запального жидкого топлива в 5% от расхода при работе двигателя по дизельному процессу с полной нагрузкой. Число оборотов двигателя $n = 400$ об/мин.

Кривые e и f , а также c и d получены при испытании двигателя на работе по дизельгазовому процессу на генераторном газе с присадкой запального жидкого топлива до 10% от расхода при работе двигателя по дизельному процессу. Увеличенный расход жидкого запального топлива в последнем случае объясняется более бедным генераторным газом, обладающим свойством замедленного сгорания и требующим в связи с этим повышения расхода жидкого топлива.

Кривые c и d относятся к работе двигателя при $n = 400$ об/мин, а кривые e и f — к работе при $n = 500$ об/мин.

Из сравнения и анализа вышеуказанных кривых можно сделать следующие выводы:

1. Расход тепла при работе двигателя на светильном газе по дизельгазовому процессу является большим при малых нагрузках (кривая g) по сравнению с расходом тепла при работе двигателя на жидком топливе по дизельному процессу (кривая a). При полных же нагрузках расход тепла оказывается меньшим у двигателя, работающего на светильном газе по дизельгазовому процессу. Это объясняется тем, что при полных нагрузках образование рабочей смеси в дизельгазовом процессе происходит совершеннее, чем образование смеси в дизельном процессе.

2. Температура выхлопных газов t при полных нагрузках двигателя меньше при работе двигателя на светильном газе по дизельгазовому процессу (кривая h) по сравнению с дизельным процессом (кривая b).

3. Малый расход тепла и малые температуры выхлопа при работе двигателя на светильном газе по дизельгазовому процессу,

по сравнению с расходами и температурами при работе двигателя на жидком топливе, позволяют увеличить нагрузку двигателя, работающего на светильном газе по дизельгазовому процессу. Величина экономического к. п. д. двигателя, работающего на светильном газе по дизельгазовому процессу составляет $\eta_e = 36,5\%$. в то время как к. п. д. при чисто дизельном процессе составляет всего лишь $\eta_e = 33,5\%$.

4. При работе двигателя на генераторном газе по дизельгазовому процессу с $n = 400$ об/мин (кривая *c*) перерасход тепла по сравнению с дизельным процессом при полной нагрузке достигает 22% (кривая *a*).

Экономический к. п. д. в этом случае $\eta_e = 30\%$.

5. Температура выхлопных газов (кривая *d*) при работе двигателя на генераторном газе по дизельгазовому процессу с $n = 400$ об/мин при полной нагрузке выше температуры выхлопных газов при работе двигателя по дизельному процессу. При всех других мощностях двигателя температура выхлопных газов при дизельгазовом процессе почти равна температурам выхлопа при дизельном процессе.

6. При повышении числа оборотов двигателя до $n = 500$ об/мин расход тепла (кривая *e*) при работе двигателя на генераторном газе по дизельгазовому процессу и при пониженных нагрузках становится меньше, чем при $n = 400$ об/мин. Это объясняется лучшими условиями образования смеси и горения при пониженных нагрузках.

Температура выхлопных газов в этом случае (кривая *f*) становится высокой.

2. Стационарный двигатель Дейтц марки ZV 6M536

Основные данные двигателя следующие:

Двигатель	четырёхтактный, бескомпрессорный.
Число цилиндров	6.
Диаметр поршня	$D = 270$ мм.
Ход поршня	$H = 360$ мм.
Число оборотов	$n = 500$ об/мин.
Степень сжатия	$\epsilon = 12,5$.

Этот двигатель был испытан и результаты сравнены при его работе:

- 1) на жидком топливе по дизельному процессу;
- 2) на антрацитовом генераторном газе по дизельгазовому процессу;
- 3) на антрацитовом генераторном газе с воспламенением от свечи по циклу Отто.

Степень сжатия оставалась неизменной как при дизельном, так и при дизельгазовом процессе, т. е. $\epsilon = 12,5$. При работе же двигателя по циклу Отто степень сжатия понижалась и устанавливалась равной $\epsilon = 7,5$.

Соответствующие результаты испытаний двигателя представлены на диаграмме фиг. 79.

Кривые *a* и *b* относятся к работе двигателя по чисто дизельному процессу, кривые *c* и *d* — по дизельгазовому процессу и кривые *e* и *f* относятся к работе двигателя по циклу Отто.

Расход «запального» жидкого топлива при дизельгазовом процессе составил 6% от расхода при работе двигателя по чисто дизельному процессу.

Сравнивая кривые *a* и *c*, видим, что до нагрузок с эффективным давлением $P_e = 4$ ат. Расход тепла при дизельгазовом процессе выше, чем расход тепла при дизельном процессе. При нагрузках же с давлениями выше $P_e = 4$ ат расход тепла в дизельгазовом процессе меньше, чем в дизельном процессе. Таким образом, в известных случаях к. п. д. дизельгазового процесса может быть выше дизельного процесса.

При сравнении кривых *d* и *b* видно, что температуры выхлопных газов в дизельгазовом процессе выше температур выхлопных газов в чисто дизельном процессе, причём с возрастанием нагрузок разница в температурах выхлопных газов для дизельного и дизельгазового процесса уменьшается.

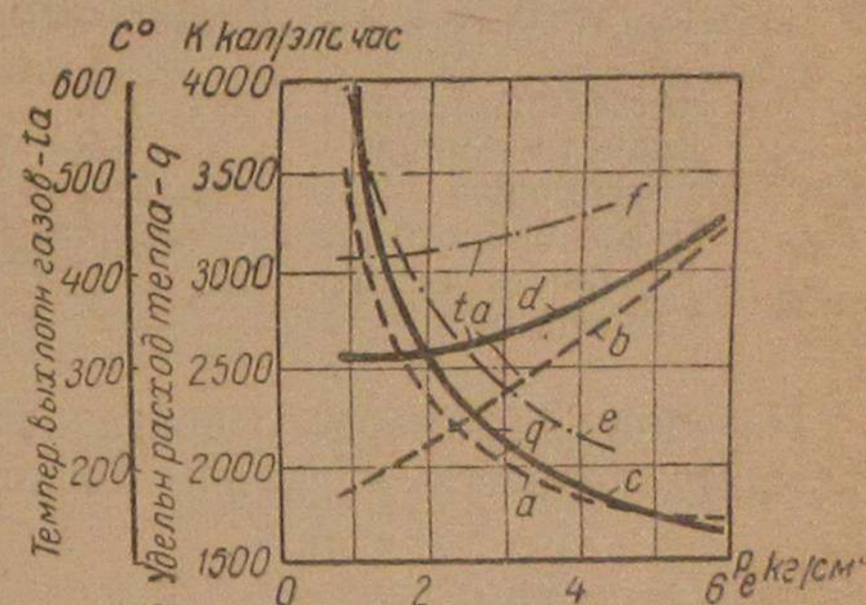
Как видно из фиг. 79, наибольшее среднее эффективное давление при переводе дизеля на работу по циклу Отто было достигнуто только до $P_e = 4,4$ кг/см². Кривые *e* и *c* также показывают, что при переводе дизеля на работу по дизельгазовому процессу средние эффективные давления получаются выше, чем при работе двигателя по циклу Отто.

Последнее доказывает, что мощность двигателя больше при переводе дизеля на работу по дизельгазовому процессу.

Сравнивая кривые *a*, *c* и *e*, видим, что экономичность двигателя Дизеля, работающего по циклу Отто, меньше экономичности дизеля, работающего как по дизельному, так и по дизельгазовому процессу. По мере уменьшения мощности разница в расходе тепла при дизельгазовом процессе и цикле Отто уменьшается.

Для эффективного давления $P_e = 4,4$ кг/см² экономический к. п. д. двигателя составляет:

- 1) для цикла Отто $\eta_e = \frac{632}{2100} = 0,301$, или 30,1%;
- 2) для дизельного и дизельгазового процесса в этом случае к. п. д. одинаков и равен $\eta_e = \frac{632}{1750} = 0,361$, или 36,1%.



Фиг. 79. Диаграмма удельного расхода тепла q и температуры выхлопных газов t_a четырёхтактного двигателя „Deutz“ со струйным распыливанием.

Наибольшее значение экономического к. п. д. двигателя, работающего по дизельгазовому процессу, соответствует $P_e = 6 \text{ ат}$ и равно $\eta_s = \frac{632}{1650} = 0,378$, или 37,8%.

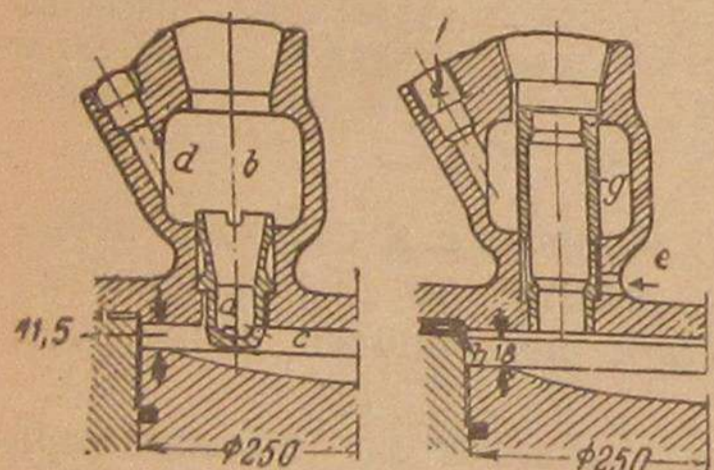
Температуры выхлопных газов при работе двигателя по циклу Отто (кривая f) превышают температуры выхлопных газов при работе двигателя по дизельгазовому процессу (кривая d). Это обстоятельство является наглядным выражением того, почему высокое сжатие у двигателя Дизеля, работающего на газе, не ведет к самовоспламенению.

3. Стационарный дизель MWM типа RH-235 с форкамерой

Основные данные двигателя:

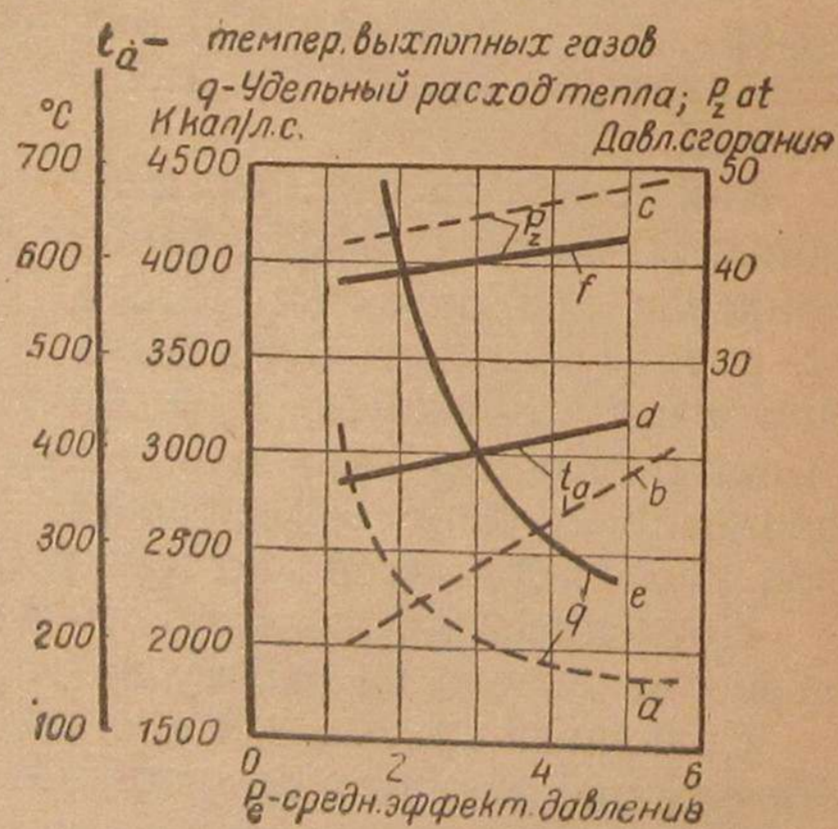
Двигатель	четырёхтактный, бескомпрессорный, форкамерный.
Число цилиндров	2.
Диаметр поршня	$D = 250 \text{ мм.}$
Ход поршня	$H = 350 \text{ мм.}$
Число оборотов	$n = 425 \text{ об/мин.}$
Мощность двигателя	$N_e = 90 \text{ л. с.}$
Степень сжатия	$\epsilon = 17.$

Перевод форкамерного двигателя для работы на газе по дизельгазовому процессу является несколько сложнее, чем обычного



Фиг. 80. Камера сгорания четырёхтактного форкамерного дизельмотора завода Mannheim A. G. (MWM):

слева — форкамера для работы двигателя по дизельному процессу; справа — приспособление форкамеры для работы двигателя по дизельгазовому процессу; a — форкамерная вставка; b — форкамера; c — главная камера сгорания; d — для пуска; e — вход охлаждающей воды; f — выход охлаждающей воды; g — втулка; h — прокладка.



Фиг. 81. Диаграмма удельного расхода тепла (q), температуры выхлопных газов (t_a) и давления сгорания (P_2) форкамерного двигателя завода Mannheim A. G. (MWM):

a, b, c — работа на нефти по дизельному процессу; $\epsilon = 17$; d, e, f — работа на светильном газе по дизельгазовому процессу.

двигателя без форкамеры. Для того чтобы не вызывать преждевременных вспышек газовой смеси от форкамерной вставки, обычно при переводе форкамерных двигателей для работы на газе по

дизельгазовому процессу эти форкамерные вставки удаляют. Кроме того, еще несколько снижают и степень сжатия.

На фиг. 80 представлена форкамера рассматриваемого дизеля MWM. С левой стороны показана форкамера для работы двигателя по дизельному процессу. С правой стороны показана форкамера, приспособленная для работы двигателя по дизельгазовому процессу.

На фиг. 81 представлена диаграмма результатов испытания рассматриваемого двигателя на светильном газе.

Кривые a, b и c относятся к работе двигателя по чисто дизельному процессу.

Кривые e, d и f относятся к работе двигателя по дизельгазовому процессу.

Из диаграммы видно, что расход тепла при дизельгазовом процессе (кривая e) выше, чем при работе двигателя по дизельному процессу (кривая a). Для полной нагрузки это превышение составляет около 33%.

Повышенный расход тепла в дизельгазовом процессе частично может объясняться снижением степени сжатия от $\epsilon = 17$ до $\epsilon = 13$. Температура выхлопных газов в дизельгазовом процессе выше (кривая d), чем в дизельном процессе (кривая b).

4. Двигатель Хеншель

Характеристика двигателя Хеншель, приспособленного для работы по дизельгазовому процессу, представлена выше при описании результатов испытания этого дизеля по циклу Отто. Особенно интересным для рассматриваемого двигателя является то, что помимо вышеуказанных испытаний на газе по циклу Отто он испытывался по дизельгазовому процессу на жидком и на генераторном газе с обычной воздушной камерой и без неё, т. е. воздушная камера была заглушена.

На фиг. 82 представлена схема питания двигателя смешанным топливом, состоящим из жидкого газа и нефтяного «запального» топлива. Подвод к двигателю жидкого газа осуществляется уже знакомым способом, который был изложен выше (фиг. 48). Помимо подвода к двигателю газового горючего, на нём установлены топливные насосы обычного дизеля, которые подают в цилиндры запальное топливо для воспламенения газа.

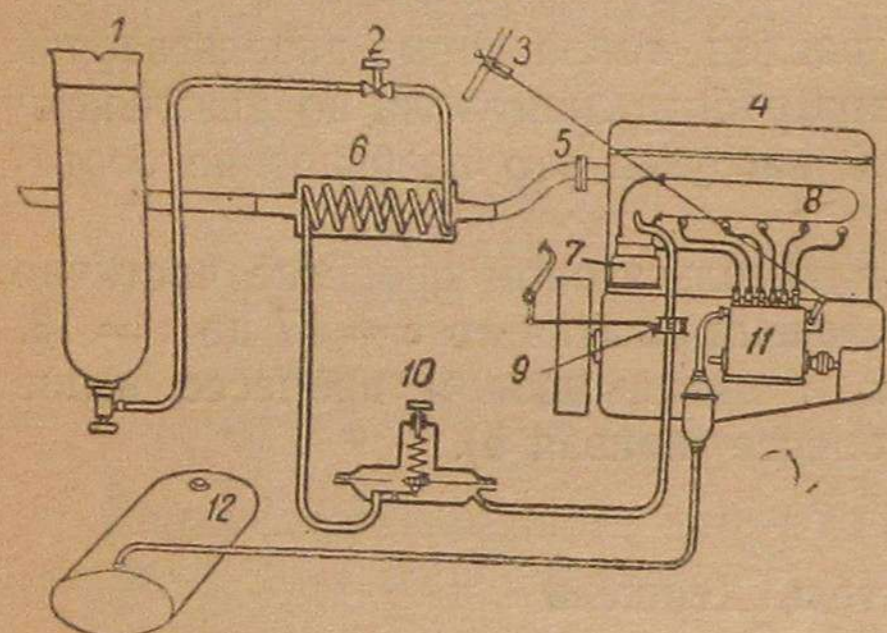
При переводе двигателя на жидкий газ по дизельгазовому процессу без всякой переделки воздушной камеры была достигнута хотя и удовлетворительная работа двигателя, но с падением мощности до 15% в верхней области чисел оборотов. Это падение мощности объясняется тем, что при работе двигателя на газе устанавливался сравнительно большой коэффициент избытка воздуха, равный $\alpha = 1,35$. Необходимость в таком коэффициенте избытка воздуха вызывалась тем, что существующая воздушная камера оказывалась аккумулятором тепла, который при определённом со-

ставе газо-воздушной смеси, более богатой, создавал преждевременные вспышки и стуки в цилиндрах двигателя.

Улучшение работы двигателя по дизельгазовому процессу было сделано путём заглушения воздушной камеры. Степень сжатия сохранялась постановкой прокладки под цилиндтовую крышку.

На фиг. 83 показаны мощности в зависимости от числа оборотов. Кривая 1 показывает изменение мощности двигателя с воздушной камерой, работающего на обычном дизельном топливе по циклу Дизеля. Это есть нормальная работа двигателя.

Кривые 2, 3 и 4 показывают изменение мощности двигателя с заглушённой воздушной камерой.



Фиг. 82. Схема питания двигателя смешанным топливом, состоящим из жидкого газа и нефтяного „запального“ топлива:

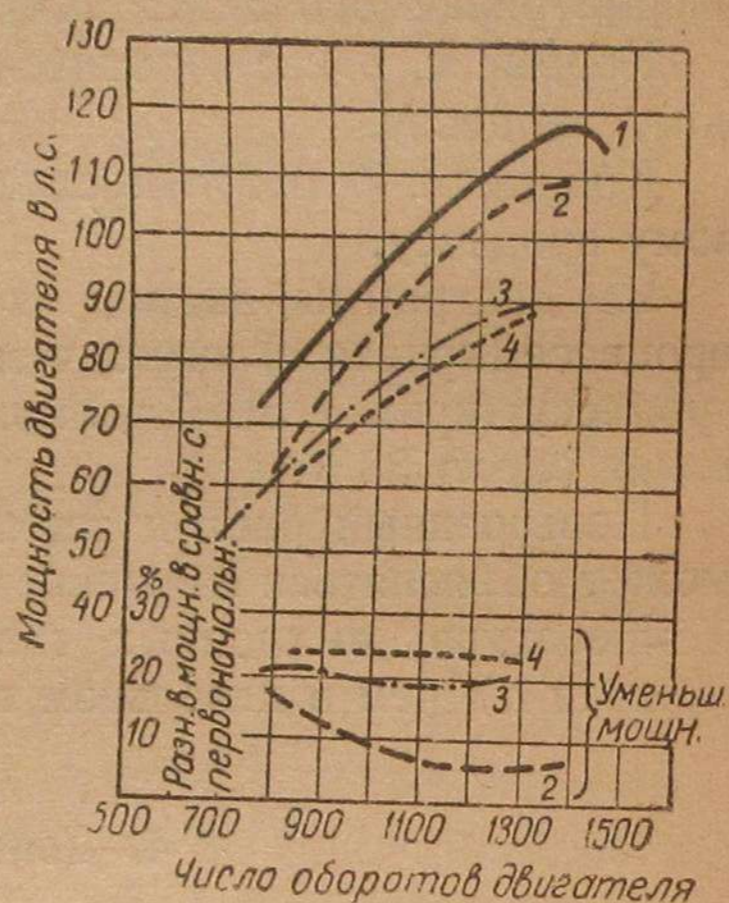
1 — баллон для жидкого газа; 2 — запорный вентиль; 3 — пусковая кнопка; 4 — двигатель; 5 — выхлопной трубопровод; 6 — подогреватель; 7 — смеситель; 8 — всасывающий коллектор; 9 — клапан для регулирования газа; 10 — регулятор давления; 11 — насосы жидкого топлива; 12 — бак жидкого топлива.

Пучок нижних кривых показывает уменьшение мощности двигателя в процентах по сравнению с мощностью обычного дизеля.

Из кривых 2 видно, что мощность двигателя, работающего по дизельгазовому процессу на жидком газе, уменьшается на 6%. Это уменьшение мощности объясняется уменьшением подачи запального жидкого топлива для избежания стуков двигателя, сопровождающих увеличение подачи запального жидкого топлива.

Кривые 3 показывают, что при работе двигателя по дизельгазовому процессу на древесном генераторном газе мощность его понижается при всех оборотах двигателя до 20%. Это понижение объясняется более низкой теплотворной способностью нефте-газо-воздушной смеси по сравнению с теплотворной способностью нефте-воздушной смеси, когда двигатель работает по обычному дизельному процессу.

Кривые 4 показывают изменение мощности двигателя при



Фиг. 83. Кривые мощности двигателя Хеншель для различных топлив:

1 — мощность двигателя на дизельном топливе с воздушной камерой и дизельным процессом; 2 — мощность двигателя по дизельгазовому процессу на жидком газе; 3 — мощность двигателя по дизельгазовому процессу на древесном генераторном газе; 4 — мощность двигателя на дизельном топливе по дизельному процессу с заглушённой воздушной камерой.

обычном дизельном процессе с заглушённой воздушной камерой. В этом случае уменьшение мощности двигателя доходит до 22% вследствие плохого горения топлива без воздушной камеры.

На фиг. 84 показаны удельные расходы тепла при работе двигателя как по обычному дизельному процессу с воздушной камерой, так и по дизельгазовому процессу без воздушной камеры. На этой планшете особо выделены кривые долей тепла, полученных за счёт жидкого «запального» топлива.

При рассмотрении кривых удельных расходов тепла обращают на себя внимание следующие обстоятельства.

Расход тепла на дизельный процесс с воздушной камерой и на дизельгазовый процесс без воздушной камеры с использованием жидкого газа, начиная с 1000 об/мин, совершенно одинаков (кривые 1 и 2). При работе двигателя по дизельгазовому процессу с использованием генераторного газа из древесины расход тепла несколько увеличен (кривая 3). Наибольший расход тепла получается при работе двигателя по обычному дизельному процессу с заглушённой воздушной камерой (кривая 4).

Доля жидкого дизельного топлива, расходуемого для запала, изображена на фиг. 84 в верхней её части.

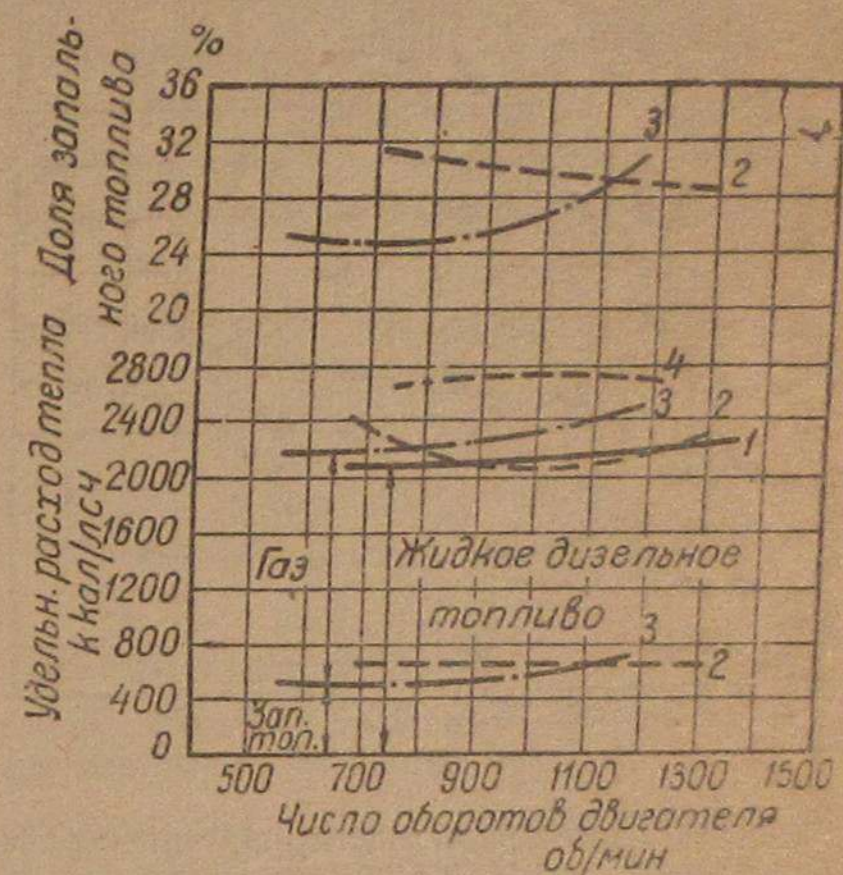
Из этих кривых видно, что расход жидкого топлива, впрыскиваемого для воспламенения газовой смеси, составляет при работе на сжиженном газе около 30%, а на генераторном 25—30% от расхода дизеля при тех же оборотах, соответствующих одинаковой мощности дизеля.

5. Автомобильный двигатель MAN D0530 с воздушной камерой

Лабораторные испытания двигателя с воздушной камерой дали более благоприятные результаты работы двигателя на газе, чем результаты работы предшествующего двигателя.

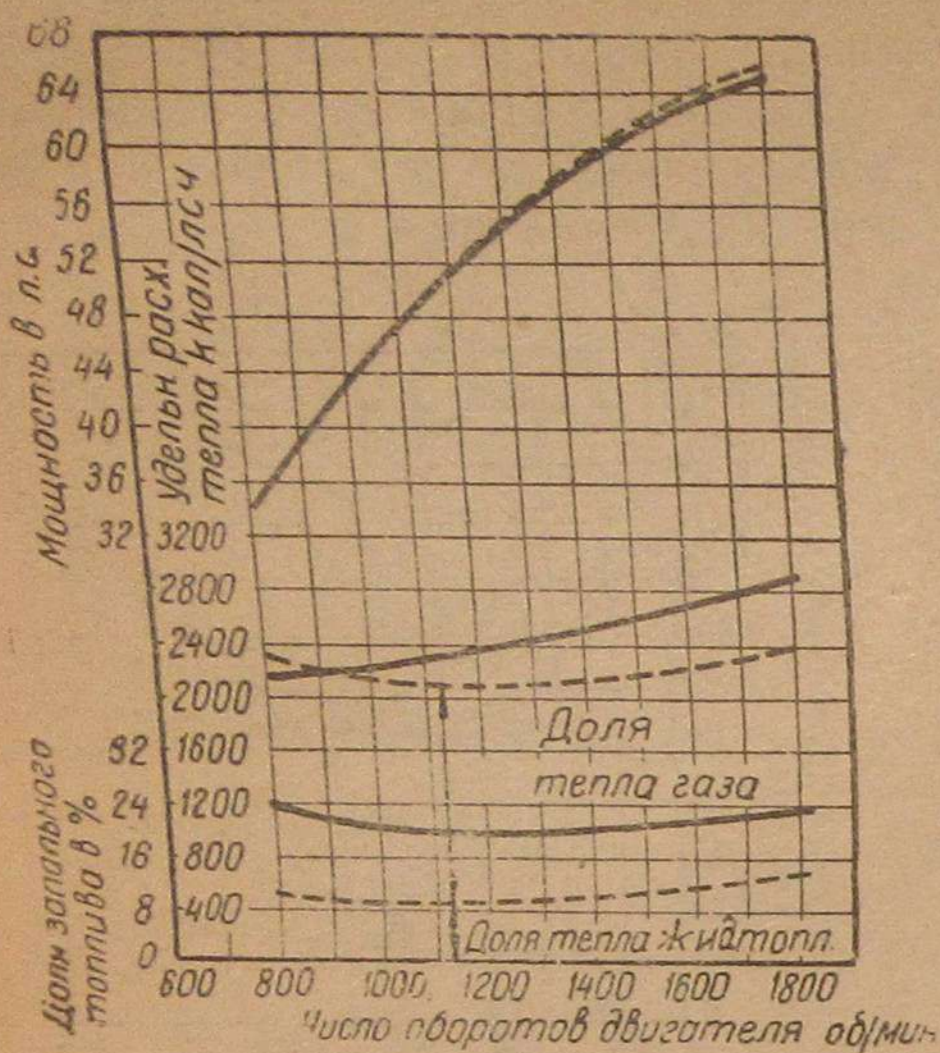
Характеристика двигателя MAN следующая:

Диаметр цилиндра	$D = 105$ мм.
Ход поршня	$H = 130$ мм.
Число цилиндров	6.
Рабочий объём	6,7 л.
Степень сжатия	$\epsilon = 14$.



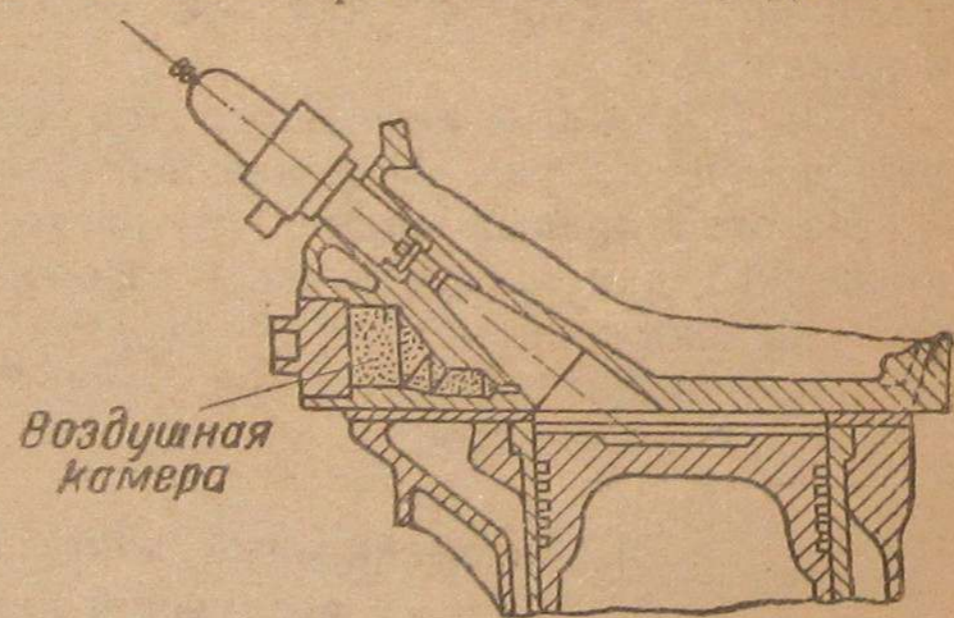
Фиг. 84. Удельный расход тепла двигателя Хеншель при дизельном процессе с воздушной камерой и при дизельгазовом процессе без воздушной камеры: 1 — дизельный процесс с воздушной камерой; 2 — дизельгазовый процесс без воздушной камеры на жидком газе; 3 — дизельгазовый процесс без воздушной камеры на генераторном древесном газе; 4 — дизельный процесс без воздушной камеры.

Рассматриваемый двигатель был переведён на работу по дизельгазовому процессу без всяких переделок. Были добавлены лишь газовый смеситель и подводящий газовый трубопровод. Двигатель питался жидким газом.



Фиг. 85. Кривые, характеризующие работу двигателя MAN D0530 по дизельному и дизельгазовому процессу
 — работа двигателя по дизельному процессу;
 - - - работа двигателя по дизельгазовому процессу.

На фиг. 85 представлены кривые, характеризующие работу двигателя при его работе по дизельному и дизельгазовому процессу. Как видно, мощность двигателя, работающего по дизельгазовому процессу, такая же, как и при дизельном процессе, с небольшим лишь превышением в первом случае при высших оборотах. В то же время удельный расход тепла при работе дизеля на жидком газе при 1800 об/мин составляет 2400 ккал/л. с.-ч. по сравнению с 2900 ккал/л. с.-ч. при обычной работе дизеля. Расход жидкого «запального» топлива при дизельгазовом процессе составляет от 20 до 24% от расхода при дизельном процессе.



Фиг. 86. Увеличение объема камеры сжатия у двигателя MAN D0530 с помощью прокладки между крышкой и втулкой цилиндра. Воздушная камера заглушена.

Вышеизложенные эксперименты были дополнены стендовыми испытаниями других аналогичных двигателей MAN D0530 с воздушной камерой.

Особенностью двигателя является то, что он имеет большой коэффициент избытка воздуха, равный $\alpha = 1,6$ в нижней области числа оборотов и $\alpha = 1,3$ в верхней области числа оборотов (при $n = 1800$ об/мин). Это позволяло при переводе двигателя на газ без труда поднять его мощность от 10 до 20%.

При работе двигателя по дизельгазовому процессу на тех же мощностях, которые даёт двигатель по дизельному процессу, двигатель даёт значительное понижение удельных расходов тепла.

На фиг. 85 представлены кривые, характеризующие

При переводе этих двигателей на работу по дизельгазовому процессу воздушные камеры заглушались и, чтобы поддерживать полную мощность двигателя, степень сжатия снижалась с нормальной $\epsilon = 15$ до $\epsilon = 13$.

На фиг. 86 показан увеличенный объем камеры горения рассматриваемого двигателя, полученный за счёт постановки прокладки между крышкой и цилиндрической втулкой.

На фиг. 87 представлены кривые, характеризующие работу двигателя по дизельному процессу со степенью сжатия $\epsilon = 15$ и по дизельгазовому процессу со степенью сжатия $\epsilon = 13$. Как видно из этих кривых, мощность двигателя на газе при оборотах 1200 и выше даже немного больше, чем мощность обычного дизеля.

Удельные расходы тепла при полной нагрузке в средней области чисел оборотов также являются более низкими, чем при работе двигателя по обычному дизельному процессу.

Минимальный расход «запального» жидкого топлива составляет 14—20% от расхода обычного дизеля при полной нагрузке во всех областях чисел оборотов.

Для сравнения работы двигателя по дизельгазовому процессу со степенью сжатия $\epsilon = 13$ и $\epsilon = 15$ на фиг. 88 нанесены соответствующие кривые.

Как видно из этих кривых, при работе двигателя со степенью сжатия $\epsilon = 15$ его мощность понижается, и при числе оборотов 1900 об/мин это понижение доходит до 10%. Понижение мощности при большей степени сжатия, обуславливается преждевременными вспышками и стуками в двигателе.

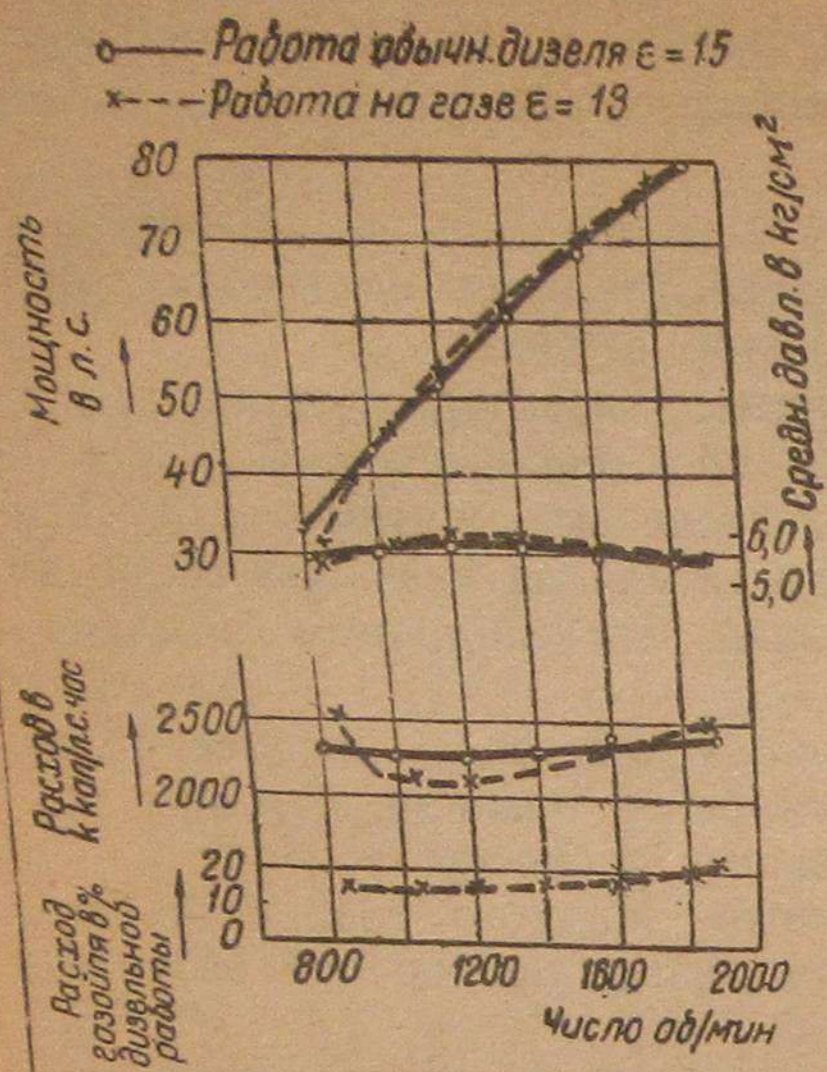
Удельный расход тепла при большей степени сжатия также повышается. Выше и расход запального топлива, который составляет 18—24% от расхода при работе двигателя по дизельному процессу.

Из фиг. 88 видно, что целесообразнее работать на двигателе по дизельгазовому процессу с пониженной степенью сжатия, хотя при этом пуск двигателя ухудшается.

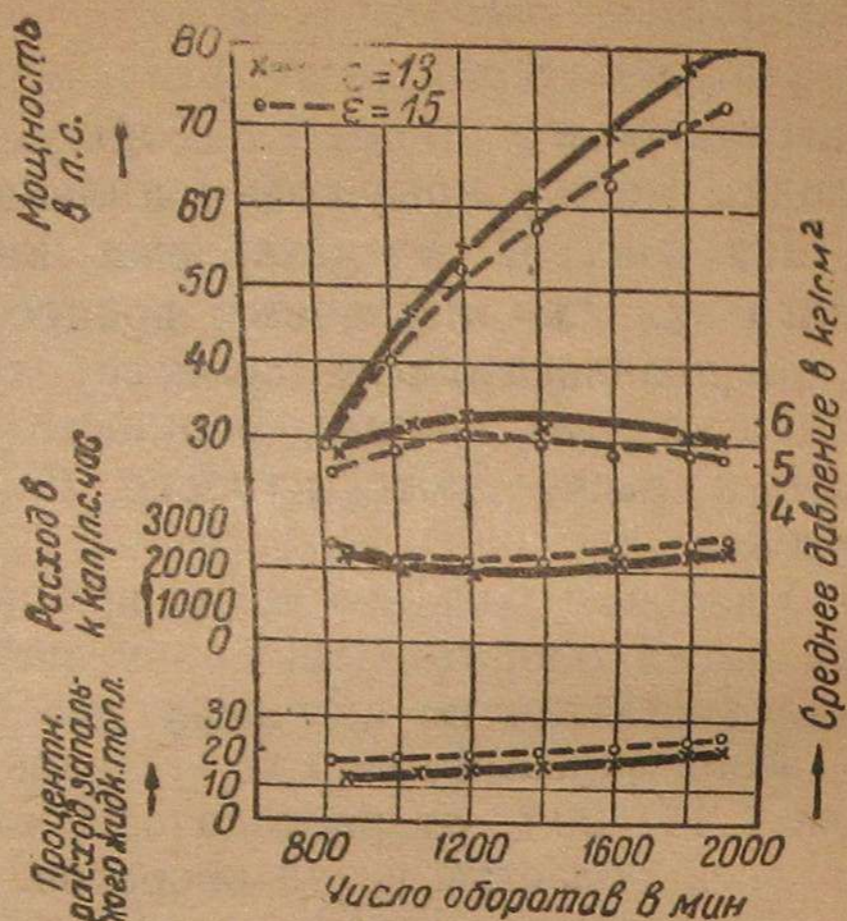
На фиг. 89 показаны кривые расхода тепла в функции мощности для двигателя с воздушной камерой и с заглушённой камерой. Из этих кривых видно, что с воздушной камерой расход тепла на двигатель меньше. Несмотря на это, при длительной работе двигателя оказалось практически целесообразнее воздушную камеру заглушать.

6. Автомобильный двигатель MAN D3555G со сферической камерой сгорания

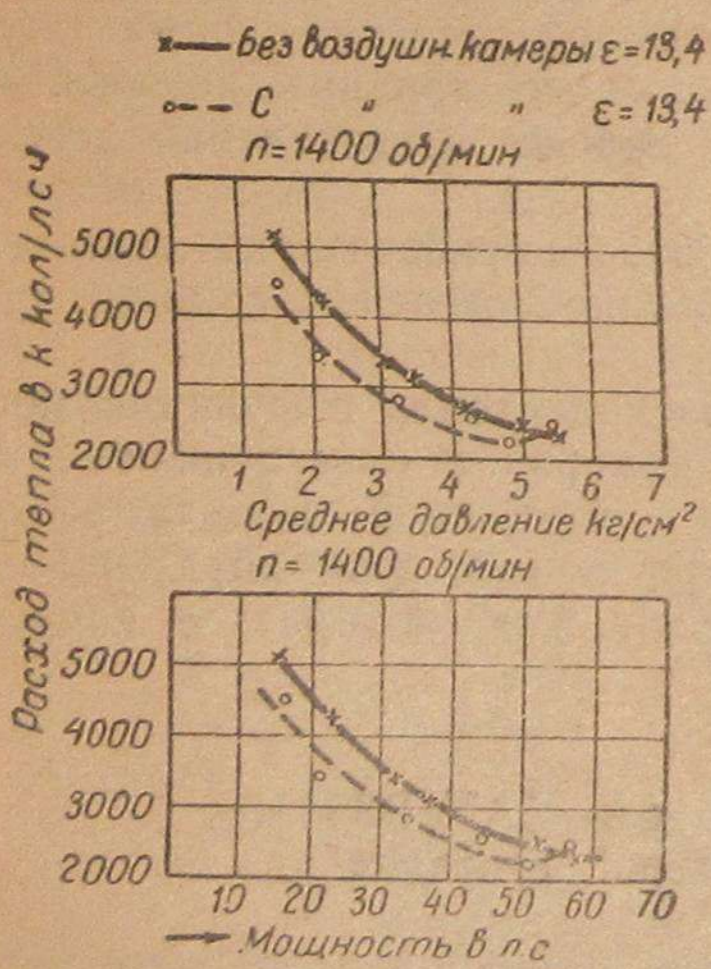
В 1940-х годах фирма MAN стала применять для автомобильных дизелей сферическую камеру в головках поршней как одну из разновидностей камер сгорания (фиг. 90). Применение таких камер дало особо хорошие результаты в смысле уменьшения расхода топлива при обычном дизельном процессе.



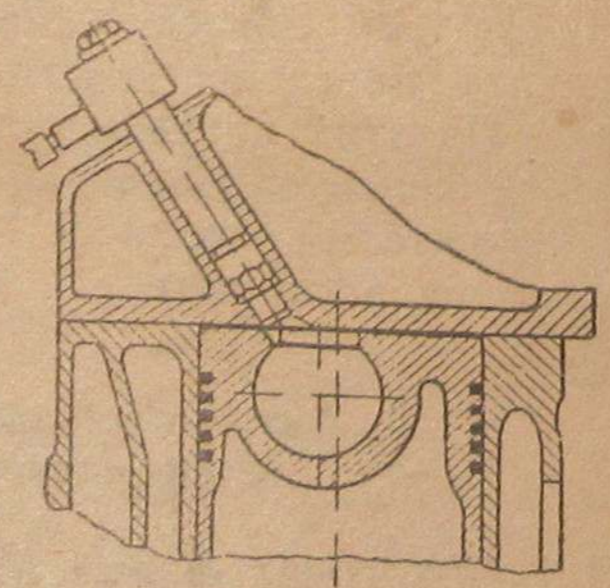
Фиг. 87. Кривые, характеризующие работу двигателя MAN D0530 по дизельному процессу со степенью сжатия $\epsilon = 15$ и по дизельгазовому процессу со степенью сжатия $\epsilon = 13$.



Фиг. 88. Кривые, характеризующие работу двигателя MAN D0530 по дизельгазовому процессу со степенью сжатия $\epsilon = 13$ и $\epsilon = 15$.



Фиг. 89. Сравнительные кривые расхода тепла в функции мощности для двигателя MAN D0530 с воздушной камерой и с заглушённой камерой. Степень сжатия в обоих случаях $\epsilon = 13,4$.



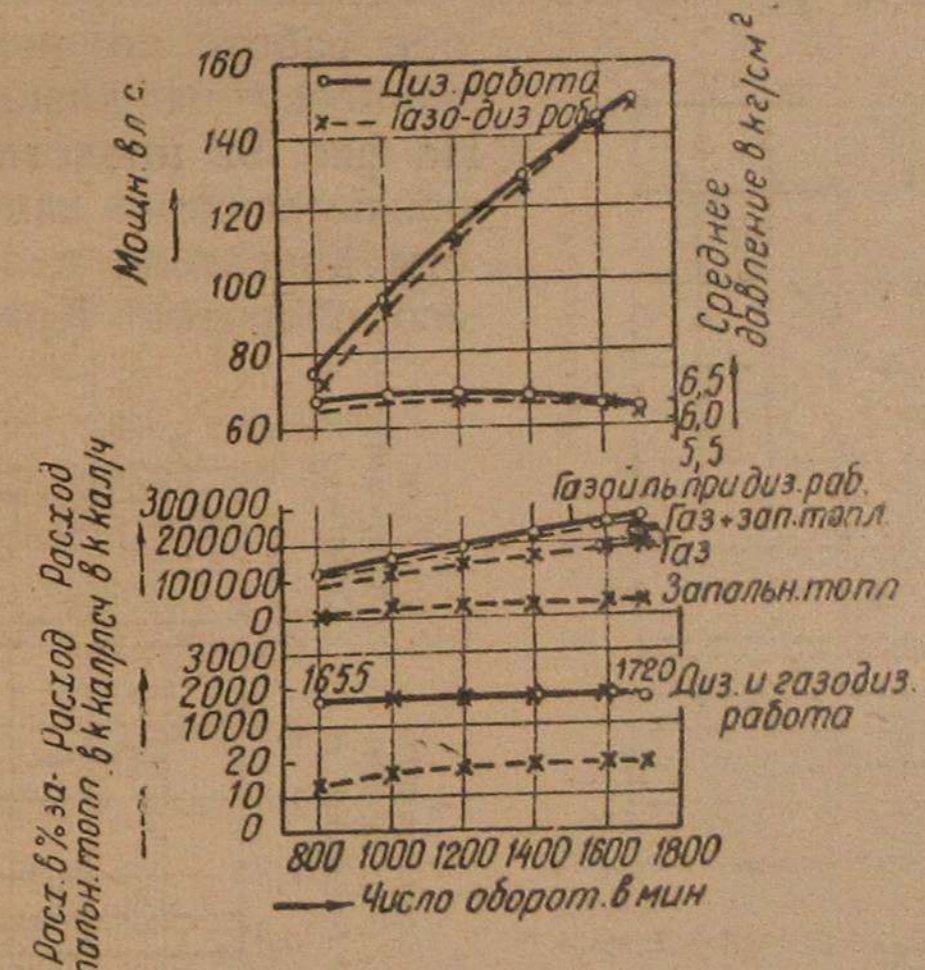
Фиг. 90. Сферическая камера сгорания двигателя MAN D3555G.

Перевод такого двигателя на дизельгазовый процесс при той же степени сжатия $\epsilon = 16,5$ показал также необыкновенно хорошую приспособляемость сферической камеры сгорания для работы двигателя на смешанном топливе.

Характеристика рассматриваемого двигателя следующая.

Марка двигателя	D 3555 G.
Мощность двигателя	150 л. с.
Диаметр поршня	135 мм.
Ход поршня	155 мм.
Число цилиндров	6.
Степень сжатия	$\epsilon = 16,5$.
Число оборотов	1700 об/мин.

Результаты испытания такого двигателя как по дизельному, так и по дизельгазовому процессу представлены на фиг. 91.



Фиг. 91. Сравнительные кривые работы двигателя MAN D3555G со сферической камерой по дизельному и дизельгазовому процессу.

Двигатель работал на жидком газе и дизельном запальном топливе. Как видно из этой фигуры, мощность двигателя на газе при всех числах оборотов достигает полной мощности дизеля. Удельный расход тепла, равный от 1655 до 1720 ккал/л. с.-ч при всех числах оборотов, примерно является одинаковым и равным как для дизельного, так и для дизельгазового процесса.

Расход «запального» жидкого топлива при дизельгазовом процессе составляет 14—18% от расхода при дизельном процессе.

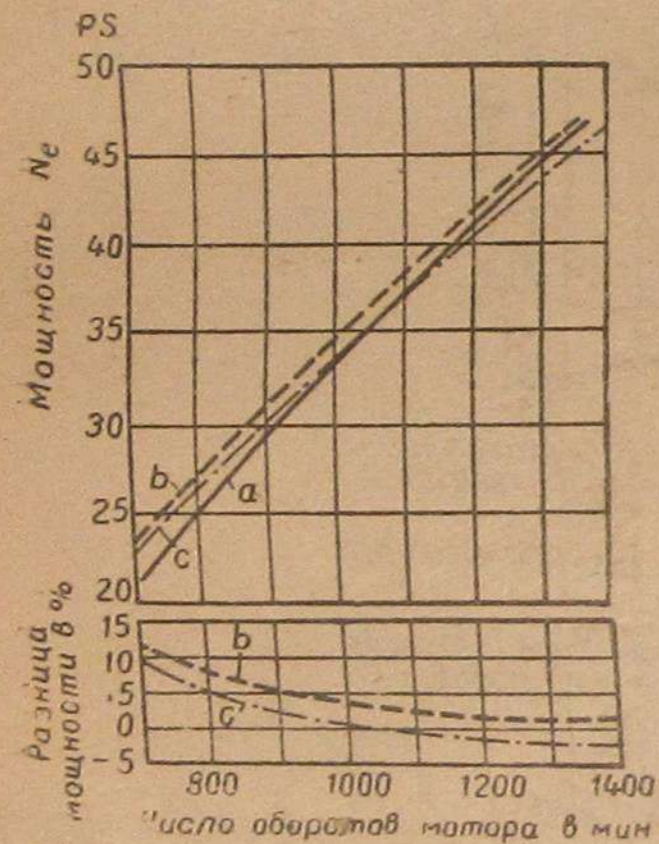
Рассматриваемый двигатель работает на 6,5-т грузовом автомобиле. Развиваемая максимальная скорость автомобиля — 60 км/час

7. Двигатель MAN D0534 со сферической камерой сгорания

Характеристика его следующая:

Марка двигателя	D0534G.	
Ход поршня	$H = 130$ мм.	
Диаметр поршня	$D = 105$ мм.	
Число оборотов		$n = 2200$ об/мин (при работе на автомобиле).
		$n = 1400$ об/мин (при работе на тракторе)
Число оборотов		$\epsilon = 17$.
Степень сжатия		$P_e = 6,0$ ат.
Среднее эффективное давление на поршень		4,5 л.
Рабочий объём		4.
Число цилиндров		

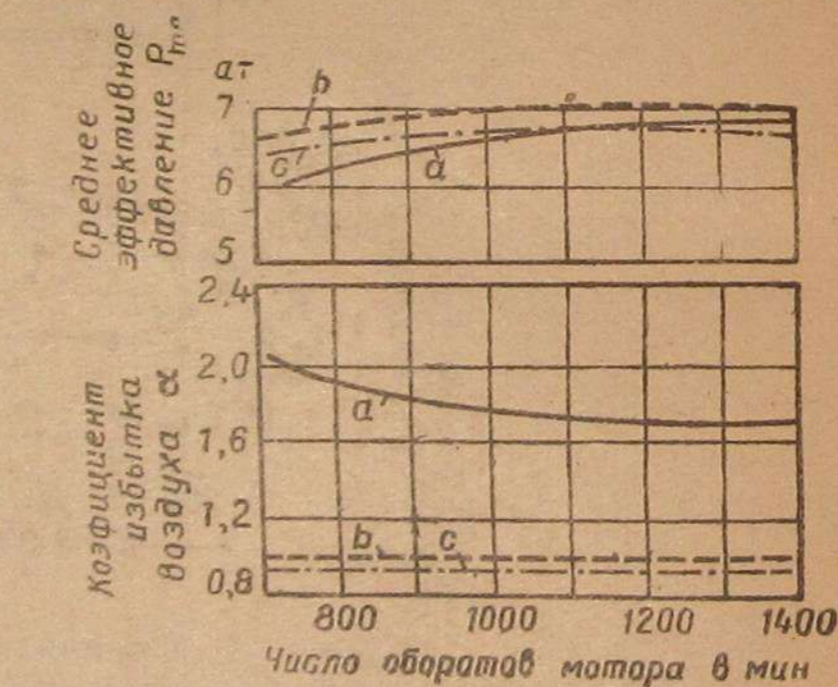
При работе по дизельгазовому процессу на генераторном древесном газе с присадкой жидкого топлива этот двигатель без всяких переделок дал результаты в отдельных случаях лучшие, чем при работе по чисто дизельному процессу на дизельном топливе. На фиг. 92 представлены кривые, показывающие изменение мощности двигателя в зависимости от его оборотов. Кривая *a* показы-



Фиг. 92. Кривые мощности двигателя MAN D0534 G со сферической камерой сгорания, работающего по дизельному и дизельгенераторно-газовому процессу.

a — дизельпроцесс; *b* — дизельгенераторно-газовый процесс, дрова влажностью 12%, 50% мягких и 50% твёрдых пород; *c* — дизельгенераторно-газовый процесс, дрова влажностью 25%, 100% мягких пород.

вает изменение мощности при работе двигателя по чисто дизельному процессу. Кривая *b* — изменение мощности при работе двигателя по дизельгазовому процессу с использованием в генераторе древесины смешанной породы (50% мягких и 50% твёрдых пород) влажностью в 12%. Такая влажность характеризует дрова как дрова сухие. Теплотворная способность генераторного газа при этом была около 1350 ккал/м³. Кривая *c* показывает изменение мощности при работе двигателя по дизельгазовому процессу



Фиг. 93. Кривые изменений коэффициента избытка воздуха и средних эффективных давлений при работе двигателя MAN D0534G со сферической камерой сгорания по дизельному и дизельгазовому процессу (буквенное обозначение кривых см. фиг. 92).

с использованием в генераторе древесины полностью из мягкой породы и влажностью в 25%. Из этих кривых видно, что мощность двигателя при его работе по дизельгазовому процессу превышает мощность двигателя при работе по дизельному процессу.

При малых числах оборотов увеличение мощности достигает 12%.

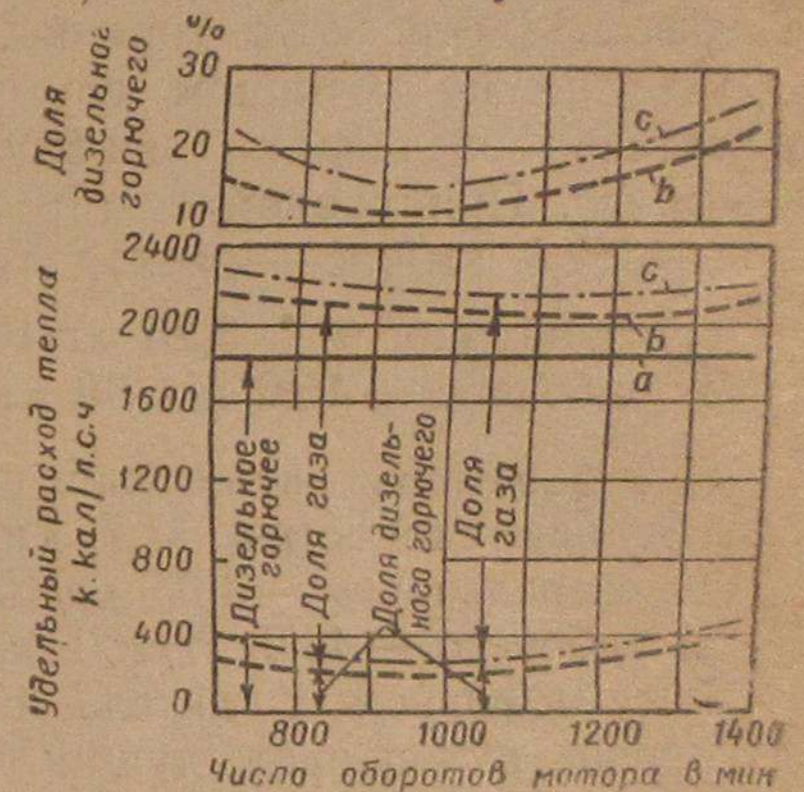
На фиг. 93 представлены кривые, показывающие изменения коэффициента избытка воздуха в зависимости от числа оборотов двигателя как для дизельного, так и для дизельгазового процесса, а в соответствии с этим и изменения среднеэффективных давлений на поршень. Эти кривые вполне объясняют большее увеличение мощности двигателя на малых оборотах при его работе по дизельгазовому процессу. При высоких оборотах двигателя, соответствующих ездовому режиму, коэффициент избытка воздуха для дизельного процесса (кривая *a*) $\alpha = 1,7$. Этому α соответствует среднее эффективное давление на поршень $P_e = 6,8$ ат.

Вследствие особенности характеристики нефтяного насоса золотникового типа, коэффициент подачи которого на малых оборотах становится меньше, при оборотах дизеля около 700 об/мин коэффициент избытка воздуха α повышается до 2,05, что соответствует среднему эффективному давлению на поршень $P_e = 5,9$ ат. При работе двигателя по дизельгазовому процессу становится возможным работать с гораздо меньшим коэффициентом избытка воздуха, т. е. с $\alpha = 1$, что даёт большую теплотворную способность смеси, а следовательно, большую эффективное давление и большую мощность двигателя, в особенности при малых его оборотах, при которых в чисто дизельном процессе коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2$.

Как видно из фиг. 93, при работе двигателя по дизельгазовому процессу, применяя сухие дрова (кривая *b*), эффективное давление повысилось с $P_e = 5,9$ до $P_e = 6,6$ ат при 700 об/мин и с $P_e = 6,8$ до $P_e = 6,9$ ат при 1400 об/мин по сравнению с дизельным процессом. Кривая P_e идёт при дизель-древесногазовом процессе более полого и имеет более высокие значения, чем кривая P_e при чисто дизельном процессе.

При работе на сырых дровах (кривая *c*) значения эффективных давлений несколько снижены, но это снижение, как видно, очень незначительное.

На фиг. 94 представлены кривые удельных расходов тепла для дизельного и дизельгазового процесса, а также кривые процентного расхода жидкого топлива в дизельгазовом процессе.



Фиг. 94. Диаграмма удельного расхода тепла и процентного расхода жидкого топлива двигателя MAN D0534G со сферической камерой сгорания, работающего по дизельному и дизельгазовому процессу (буквенное обозначение кривых см. фиг. 92).

Из этих кривых видно, что при работе на сухих дровах (кривая b) расход жидкого «запального» топлива составляет $\gamma = 12 \div 22\%$. Удельный расход тепла, который в данном двигателе при дизельпроцессе чрезвычайно благоприятен (кривая a), при дизель-древесногазовом процессе возрастает примерно на 10—15%. При сырых дровах (кривые c) экономичность немного хуже.

Из представленных для этого двигателя кривых можно сделать следующие важные для практики выводы:

1) чем меньше влажность древесины, потребляемой газогенератором, тем больше экономия в расходе жидкого топлива, так как для устойчивой работы по дизельгазовому процессу можно допустить меньшую долю «запального» топлива;

2) качество древесины мало влияет на мощность двигателя, и, значит, дизельгазовый процесс не предъявляет особых требований к качеству древесного топлива.

Работая на 3-тонном грузовом автомобиле, рассматриваемый двигатель развивает максимальную скорость автомобиля — 55 км/час. При ровной сухой дороге и средней скорости автомобиля — 52,8 км/час — расход топлива составляет:

- 1) «запального» — 3,25 кг/100 км;
- 2) рабочего — 45,0 кг/100 км.

При движении автомобиля по горному профилю и сухой дороге со средней скоростью 47,7 км/час расход топлива составляет:

- 1) «запального» — 4,05 кг/100 км;
- 2) рабочего — 45,0 кг/100 км.

Рассматриваемый дизель со сферической камерой сгорания в поршне, как и предыдущий, вполне приемлем для перевода на работу по дизельгазовому процессу без всяких переделок двигателя.

8. Двигатели фирмы «Национальная компания газовых и нефтяных двигателей» National Gas & Oil Engine Co

Первым двигателем смешанного топлива фирмы «Национальная компания газовых и нефтяных двигателей» был четырёхцилиндровый дизель типа FAP. Характеристика этого двигателя следующая:

Диаметр цилиндров	280 мм (11")
Ход поршня	381 мм (15")
Число оборотов	428 об/мин

Двигатель развивал как на нефтяном топливе, так и на светильном газе с воспламенением от нефти 220 э. л. с. и был испытан на светильном и генераторном газе. В процессе этих испытаний расход нефти для запала был равен 3,6 кг/час, что соответствует 12% от общего расхода топлива.

При работе двигателя на газе давление в цилиндре выше, чем при работе только на одной нефти. Давление в цилиндре возра-

стает с увеличением подачи «запального» топлива только до 30% от расхода при нефтяной работе двигателя. При расходе «запального» топлива свыше 30% давление в цилиндре понижается и доходит до нормального при работе двигателя на 100%-ном жидком топливе.

В последнее время фирма испытала на смешанном топливе восьмицилиндровый дизель того же самого типа, который развивает на нефтяном топливе 440 э. л. с. Двигатель работал на городском газе с той же степенью сжатия, что и у дизеля, т. е. $\epsilon = 14,5$.

Подача «запального» топлива происходила при постоянной установке насосов Бош на минимальную подачу. Регулирование нагрузки при работе двигателя на смешанном топливе производилось газовыми клапанами, установленными на каждом цилиндре. Во время испытания на газе цилиндровая мощность двигателя была достигнута такая же, как и на нефти.

Полный расход тепла при работе двигателя на смешанном топливе составляет 1790 ккал/л. с.-ч.

Среднее эффективное давление — 4,87 кг/см².

Расход «запального» топлива составляет 6% от полного расхода двигателя по теплу.

Двигатель испытывался и на генераторном газе с теплотворной способностью 1200 ккал/м³.

В настоящее время фирма выпускает нижеследующие типы дизелей, работающие на смешанном топливе.

Тип	Число цилиндров	Максимальная мощность на цилиндр в э. л. с.	Число оборотов в минуту	Система зажигания
DAP	1—4	12	1200	Нефть
DAG	1—4	12	1200	Электричество
FAP	1—8	55	428	Нефть
BARP	5—8	115	300	Нефть

9. Оценка методов перевода нефтяных двигателей на газ

Из рассмотрения существующих способов перевода нефтяных двигателей на газ следует, что каждый из них имеет свои положительные и отрицательные стороны. Оценивая каждый способ в отдельности, можно сказать следующее:

Перевод двигателей на газ по первой группе, т. е. с подводом газа в конце хода сжатия (по схеме газового дизеля), не может быть рекомендован, так как этот способ требует установки специального компрессора для подачи газа в цилиндр в конце хода сжатия. Кроме того, при этом способе необходимо переделать и изменить обычные впрыскивающие устройства, приспособив таковые для подачи газа. Необходимость переделки впрыскивающих

устройств очень затрудняет перевод нефтяных двигателей с жидкого топлива на газ и обратно. К тому же новые впрыскивающие устройства усложняют эксплуатацию установки и уменьшают надёжность работы двигателя. Наконец, перевод двигателя по первой группе может быть рекомендован как экономически выгодный только для работы на высококалорийных газах.

Перевод двигателей на газ по второй группе может быть рекомендован как наиболее рациональный только для двухтактных машин. Что касается применения второй группы для четырёхтактных двигателей, то она для этих машин рекомендована быть не может из-за своей сложности, требующей больших переделок двигателя. По этой схеме необходимо также иметь компрессор, но меньшей мощности, чем в первой группе.

Перевод уже эксплуатируемых двигателей на газ по третьей группе, т. е. приспособление нефтяных двигателей для работы по циклу Отто с подводом горючего газа на протяжении хода всасывания, также не может быть рекомендован по причине сложности этого способа и его дороговизны.

Сложность заключается в том, что на двигателе, находящемся в эксплуатации, необходимо уменьшить камеру сжатия для того, чтобы не было опасности самовоспламенения сжимаемой газозвоздушной смеси. Кроме того, вместо нефтяной топливной аппаратуры необходимо устанавливать электрическое зажигание, добавлять магнето и проводить электропроводку. При переводе двигателя на газ по третьей группе теряется мощность двигателя до 30%. При этом затрудняется быстрый перевод двигателя с нефти на газ и обратно, что очень важно в условиях эксплуатации машины.

Однако этот способ может быть рекомендован для постройки новых газовых машин в массовом производстве. Эти машины, могущие работать на низкокалорийном генераторном газе, дадут возможность использовать любое местное твёрдое топливо. Работа двигателей на газе по циклу Отто совершенно не потребует жидкого топлива.

Внедрение новых газовых машин не встречает тех затруднений, которые обычно встречаются при переводе эксплуатирующихся нефтяных двигателей.

Таким образом, для эксплуатирующихся нефтяных четырёхтактных двигателей наиболее рациональной схемой перевода их на газ следует признать только четвертую группу, т. е. приспособление двигателя для работы на смешанном топливе по дизельгазовому процессу с подводом газа в процессе хода всасывания.

Преимуществом последней схемы является следующее:

1. Минимальные конструктивные переделки двигателя, которые сводятся к тому, что в связи с газовым питанием на двигателе по существу производятся не переделки, а необходимые доделки в виде газовых трубопроводов, смесителей, заслонок и регулировочных тяг. Эти доделки не связывают работу двигателя и могут проводиться без его длительной остановки, что очень важно при круглосуточной работе двигателя.

2. Двигатель на смешанном топливе имеет такую же мощность и к. п. д., как и на нефти, что имеет важное значение с эксплуатационной точки зрения.

3. В случае необходимости имеется полная возможность работы машины как на одном жидком топливе, так и на смешанном топливе. При этом переход с одного вида топлива на другой происходит без перерегулировки двигателя на ходу машины при любых нагрузках.

Единственным недостатком перевода нефтяного двигателя по четвертой группе является то, что при этом необходимо использование жидкого топлива, расход которого составляет около 15—25% от расхода жидкого топлива при работе по чисто дизельному процессу. Но этот факт практических затруднений внести не может, так как нефтяной двигатель уже имеет систему топливоподачи для жидкого топлива. Что касается расхода жидкого топлива, то он незначителен и по имеющимся данным, при надлежащей доводке машин, может быть доведён до 5—8%.

Следует особо подчеркнуть, что перевод дизелей на газ по последней схеме имеет особо важное значение для дизельлокомотивов. Возможность форсирования мощности, лёгкая приспособляемость к различным топливам и готовность дизельлокомотива к действию в любую минуту делают этот способ весьма ценным для этого рода локомотивов.

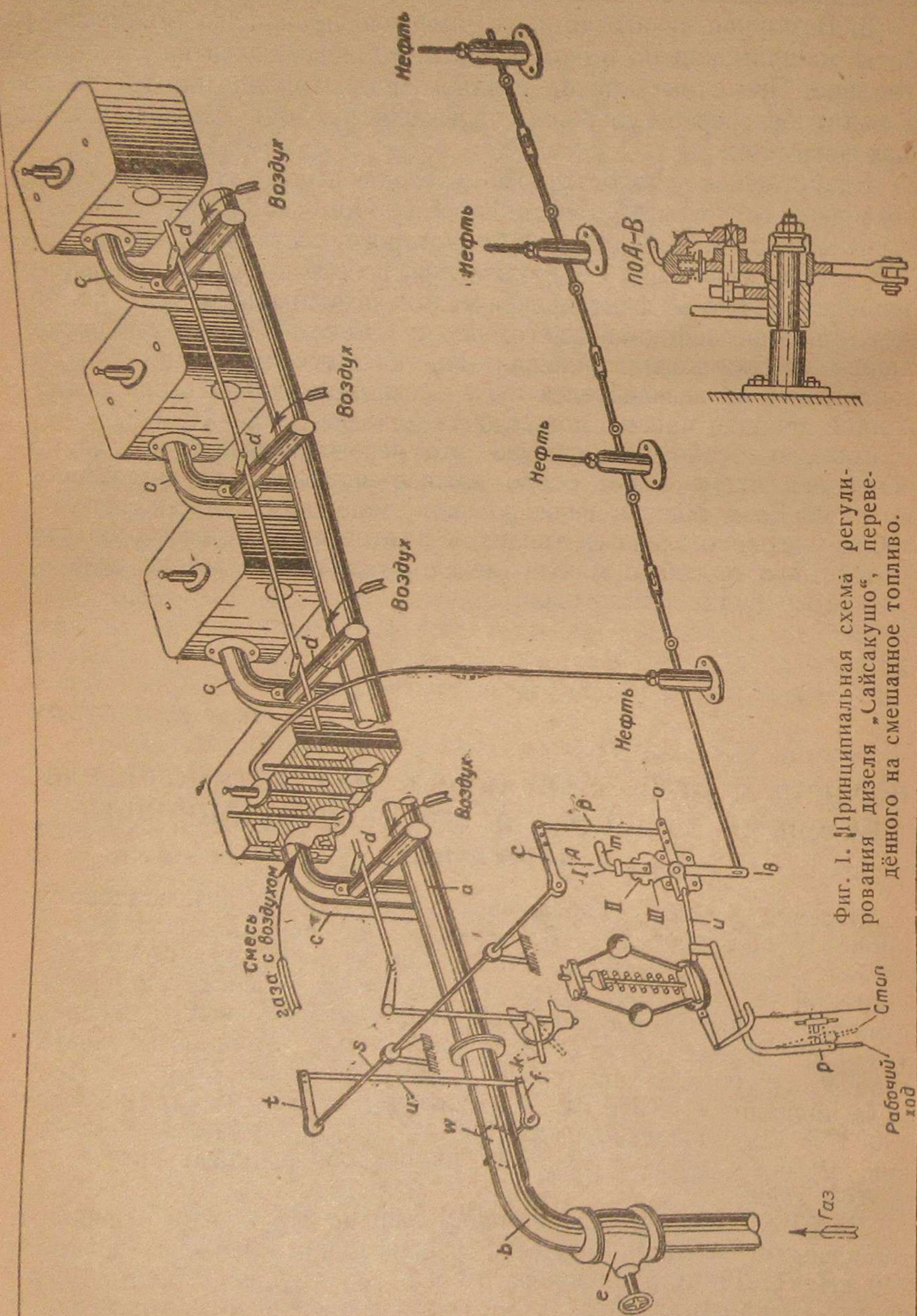
Инж. Н. И. СУБОЧ

ПЕРЕВОД ДИЗЕЛЯ «САЙСАКУШО» НА РАБОТУ ПО ДИЗЕЛЬ-ГАЗОВОМУ ПРОЦЕССУ И ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Перевод дизеля «Сайсакушо» на работу по дизельгазовому процессу был проведён Всесоюзным научно-исследовательским институтом ж. -д. транспорта на одной из электростанций Ташкентской ж. д. в 1942—1943 гг. Двигатель «Сайсакушо» представляет собой вертикальный четырёхцилиндровый, четырёхтактный дизель бескомпрессорного типа. Мощность двигателя $N_e = 200$ л. с. при числе оборотов $n = 428$ об/мин. Диаметр цилиндра $D = 260$ мм; ход поршня $s = 380$ мм. Степень сжатия $\varepsilon = 13,7$; давление сжатия $P_c = 32$ кг/см²; давление сгорания $P_z = 44$ кг/см²; среднее индикаторное давление $P_i = 6,63$ кг/см².

Двигатель оборудован индивидуальными для каждого цилиндра топливными насосами типа Бош, развивающими давление распыла 240 кг/см². Диаметр плунжера 16 мм, ход плунжера 15 мм. Форсунка — закрытого типа с четырьмя сопловыми отверстиями по 0,4 мм в диаметре.

Двигатель работает на генератор переменного тока.



Фиг. 1. Принципиальная схема регулирования дизеля «Сайсакушо», переведённого на смешанное топливо.

Круглосуточная эксплуатационная работа дизеля ставила в определённые специфические условия как приспособление дизеля для работы на газе, так и его предварительные испытания. Исходя из этого, при переводе дизеля на газ выставлялось основное требование: обеспечение возможности работы дизеля без всяких переделок и регулировок как по газодизельному, так и по нормальному дизельному циклу.

Генератор представляет собой прямоугольную конструкцию ЦНИИ, сделанную из местного огнеупорного и красного кирпича без металлического каркаса. Сечение рабочей шахты генератора 760×530 мм. Газогенератор сделан без колосниковой решётки, а вместо неё создаётся шлаковая подушка, которая лежит в гидравлической ванне.

Топливом служит бурый уголь среднеазиатских месторождений. Процесс газификации — обратный. Производительность газогенератора составляет 300 м^3 газа в час. Очистка газа предусматривается в мокром очистителе, который тоже сделан кирпичным. Одновременно с очисткой производится и водяное охлаждение газа.

Газ от генератора к двигателю подаётся по металлическому газопроводу диаметром $D = 200$ мм.

Теплотворная способность газа в период испытаний колебалась в пределах $900\text{—}1255 \text{ кал/м}^3$.

При переводе двигателя «Сайсакушо» на работу газом с присадкой нефти на самом дизеле были проведены следующие работы:

1. Приспособлена система подвода газа и смесительного устройства для образования газо-воздушной смеси.
2. Сделана совместная система регулирования жидкого топлива и газа, т. е. регулятор воздействует на топливные насосы и на газовую заслонку.
3. Установлен специальный ограничитель, который может регулировать максимум подачи жидкого топлива в цилиндр машины при её работе на газе.

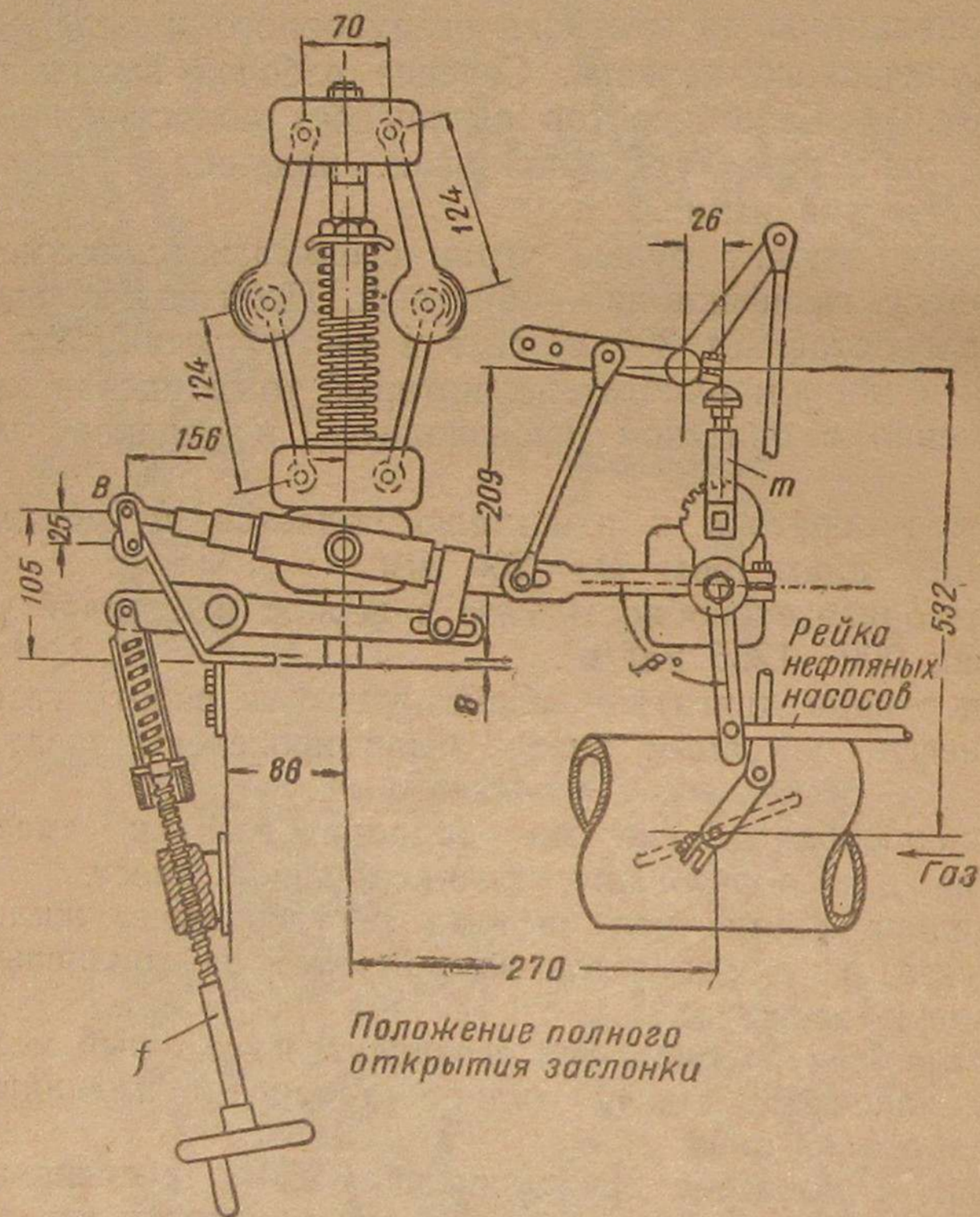
На фиг. 1 показана принципиальная схема регулирования дизеля «Сайсакушо», на которой и можно усмотреть все сделанные дополнения к двигателю.

Газопитание было осуществлено следующим образом:

К существующему всасывающему коллектору *a* присоединён на фланце газовый трубопровод *b*. Газ проводится по трубопроводу *b* через задвижку Лудло *e*. Таким образом, всасывающий коллектор преобразовался в газовый коллектор. Всасывающие патрубки *c*, идущие от коллектора к каждой цилиндрической крышке, были превращены в смесители с помощью привязки к последним пятидюймовых колен *d* для подвода воздуха. Таким конструктивным решением каждый цилиндр двигателя обеспечен индивидуальным смесителем, что предупреждает возможность взрывов рабочей смеси в коллекторе, которые могут быть при общем смесителе.

Схема регулирования двигателя, переведённого на газодизельный процесс, заключается в следующем.

Рычаг P действует через муфту регулятора на его пружину, изменяя её напряжение. В последней конструкции регулировочной системы этот рычаг заменён более удобным винтом f (фиг. 2). Муфта регулятора через систему тяг и рычагов (u, o, p, r, s, t, u, f) (фиг. 1) действует с одной стороны на газовую заслонку w и с другой — на рейку топливных насосов. Связь регулятора с топливными насосами производится через ограничитель жидкого топлива. Установкой рукоятки ограничителя m на одно из четы-

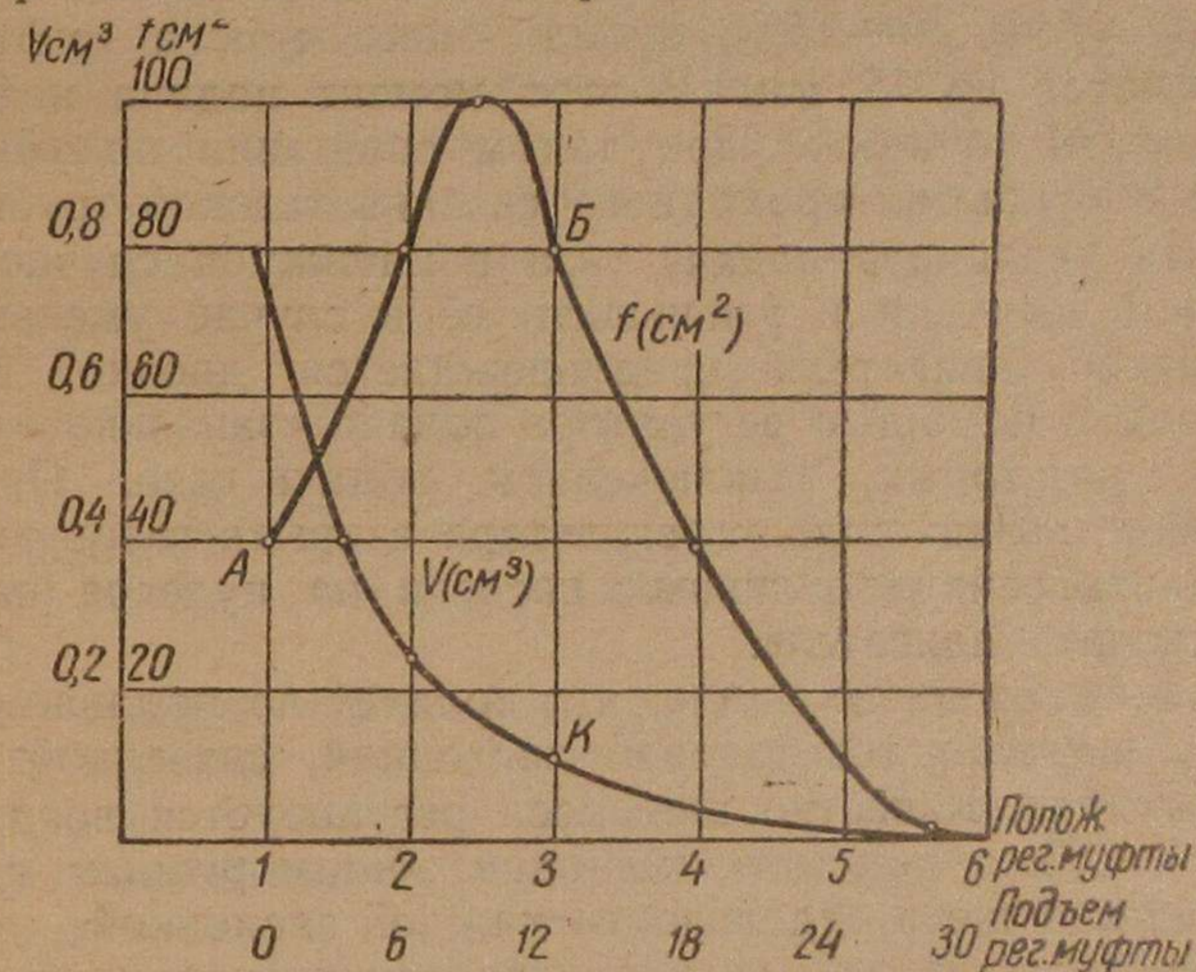


Фиг. 2. Регулятор с нефтяным и газовым приводом двигателя „Сайсакушо“.

рёх положений можно устанавливать максимальную подачу жидкого топлива в 100, 70, 30 и 0% от подачи жидкого топлива при работе двигателя на нефти. Это позволяет осуществлять переход с пускового положения при работе двигателя на жидком топливе на работу газом с жидким запалом, и, наоборот, переход на работу снова на жидком топливе. Регулировочная рейка топливных насосов находится всё время под воздействием регулятора. Если установочную рукоятку m поставить в положение I , то топливные насосы будут подавать максимум около 30% номинальной подачи жидкого топлива. При разное двигателя подача жидкого топлива с помощью регулятора будет уменьшаться, при

увеличении нагрузки подача жидкого топлива будет увеличиваться, но только до 30% номинала. Поэтому это устройство и называется ограничителем подачи жидкого топлива.

Указанная схема регулирования обеспечивает при всех условиях работы от холостого хода до полной нагрузки как при смешанном, так и при чисто нефтяном цикле воздействие регулятора на газообразное и жидкое топливо. При этом каждый раз, когда засасывается газ, соответственно подаётся и жидкое топливо. Наоборот, если регулятор прекращает подачу газа, закрывая газовую заслонку, то попутно прекращается и подача жидкого топлива, и число оборотов двигателя быстро снижается.



Фиг. 3. Кривые открытия газовой трубы (f) и подачи нефти (v) в зависимости от положения регуляторной муфты.

Только что изложенное проиллюстрировано на фиг. 3, где показаны кривые открытия газовой трубы и подачи жидкого топлива в зависимости от положения регуляторной муфты. На фиг. 3 по оси ординат отложены:

1) подача жидкого топлива насосом на один ход плунжера в $см^3$ и

2) площади проходного сечения газовой трубы в $см^2$; по оси абсцисс отложен ход регуляторной муфты в мм. Кривая подачи топлива насосом взята непосредственно с машины с учётом всех тех недостатков, которые имеют место при изношенных насосах.

Кривая открытия газовой трубы построена по уравнению

$$f = \pi r^2 (1 - \sin \alpha),$$

где r — радиус сечения газовой трубы;

α — угол поворота заслонки от её горизонтального положения.

При нерабочем состоянии двигателя, когда муфта регулятора имеет нулевое перемещение, топливный насос имеет максималь-

ную подачу, а газовая заслонка при этом открывает трубу на 40 см^2 , что соответствует точке А.

При пуске двигателя и увеличении его оборотов подача жидкого топлива будет уменьшаться, а подача газа увеличиваться. Наибольшее сечение для прохода газа создаётся при поднятии регуляторной муфты около $9-10 \text{ мм}$. При этом рейка топливных насосов передвигается на $10-11 \text{ мм}$ и обеспечивает подачу жидкого топлива в количестве около $0,18 \text{ г}$, что составляет около 23% от максимальной подачи.

Открытие газовой заслонки при нормальной средней нагрузке соответствует точке В, в которой газовая заслонка будет прикрывать трубу на $20-25\%$, пройдя максимум, а муфта регулятора поднимется на 12 мм . В этот момент подача нефти будет соответствовать точке К. При таком сочетании подъёма муфты регулятора и открытия проходного сечения газовой трубы имеется возможность увеличить подачу газа в машину в случае увеличения внешней нагрузки и уменьшить её в случае уменьшения нагрузки. Разнос двигателя предупреждается двояко: во-первых, выключением с помощью регулятора подачи «запального» жидкого топлива и, во-вторых, выключением подачи газа. При помощи винта f можно независимо от регулятора закрыть газовую заслонку и переставить рейку топливных насосов на нулевое наполнение, т. е. выключить двигатель.

Из вышеизложенного видно, что количество подаваемого в машину газа регулируется газовой заслонкой, связанной с регулятором двигателя. Качество же смеси регулируется воздушной заслонкой смесителя каждого цилиндра общим ручным приводом К (см. фиг. 1) или же в отдельности каждой заслонкой.

Практически дизелист устанавливает ручку воздушных заслонок по развиваемой мощности двигателя, не допуская понижения его оборотов. Изменять положение воздушных заслонок приходится в тех случаях, когда изменяются качество газа и сопротивление для прохода газа или появляется подсос воздуха в каком-либо месте газовой линии. Таким образом, по положению воздушных заслонок можно судить о качестве работы газогенераторной установки. Если двигатель плохо тянет и наимыгоднейшее положение воздушных заслонок соответствует прикрытому положению, то причиной неудовлетворительной работы двигателя является газогенераторная установка.

Если двигатель плохо работает при нормальном газе и наимыгоднейшем положении воздушных заслонок, то это происходит вследствие какой-либо неполадки в двигателе.

При испытании работы двигателя на газе встретился целый ряд трудностей, которые диктовали изменение хода испытаний. После первых пробных пусков газогенераторной установки в кладке кирпичного газогенератора начали появляться трещины, которые приводили к разжижению газа воздухом и к чрезмерному понижению его теплотворности, а это приводило к резкому понижению мощности двигателя.

Применение для запала низкокачественного высоковязкого топ-

лива в сочетании с изношенной топливной аппаратурой создавало подтеки форсунок, вследствие чего загорали их сопла. Последнее приводило к преждевременным вспышкам и к чрезмерно повышенным давлениям сгорания. Так, например, вместо нормального давления сгорания $P_z = 44,6 \text{ ат}$ при работе на газе в некоторых цилиндрах давление сгорания доходило до $P_z = 60-65 \text{ ат}$.

Так или иначе при всех трудностях работы двигателя на газе было установлено, что на газе с запальным жидким топливом двигатель даёт такую же мощность, как и на нефти.

Определение эффективной мощности двигателя производилось посредством электрического генератора, мощность которого измерялась электроизмерительными приборами на щите станции. До испытаний электроизмерительные приборы были проверены.

После отметки по приборам E — напряжение тока в вольтах, I — сила тока в амперах электрическая мощность генератора для трехфазного тока определялась из выражения

$$N_{эл} = \frac{E \cdot I \sqrt{3} \cdot \cos \varphi}{1000} \text{ квт},$$

где $\cos \varphi$ — коэффициент мощности, установленный проверкой для вечернего и ночного времени данной электростанции равным $\cos \varphi = 0,9$.

Так как мощность двигателя определялась в эксплуатационных условиях, где имело место сильное колебание нагрузки, то в период измеряемого отрезка времени производилось n замеров силы тока. Напряжение же тока было постоянным. Таким образом, средняя сила тока $I_{ср}$, входящая в выражение электрической мощности, принималась

$$I_{ср} = \frac{\Sigma I}{n}$$

и формула, по которой определялась электрическая мощность генератора, принимала вид

$$N_{эл} = \frac{\sqrt{3} \cos \varphi \cdot E \cdot \Sigma I}{1000 \cdot n} \text{ квт}.$$

Как видно, потерями на проводку от генератора до измерительных приборов пренебрегали.

Мощность же на валу двигателя определялась из выражения

$$N_e = \frac{1,36 \cdot N_{эл}}{\eta_{ген}},$$

где $\eta_{ген} = 0,9$ к. п. д. генератора, величина которого берётся по данным фирмы, изготовившей генератор.

Удельный расход жидкого топлива при работе двигателя на нефти составлял

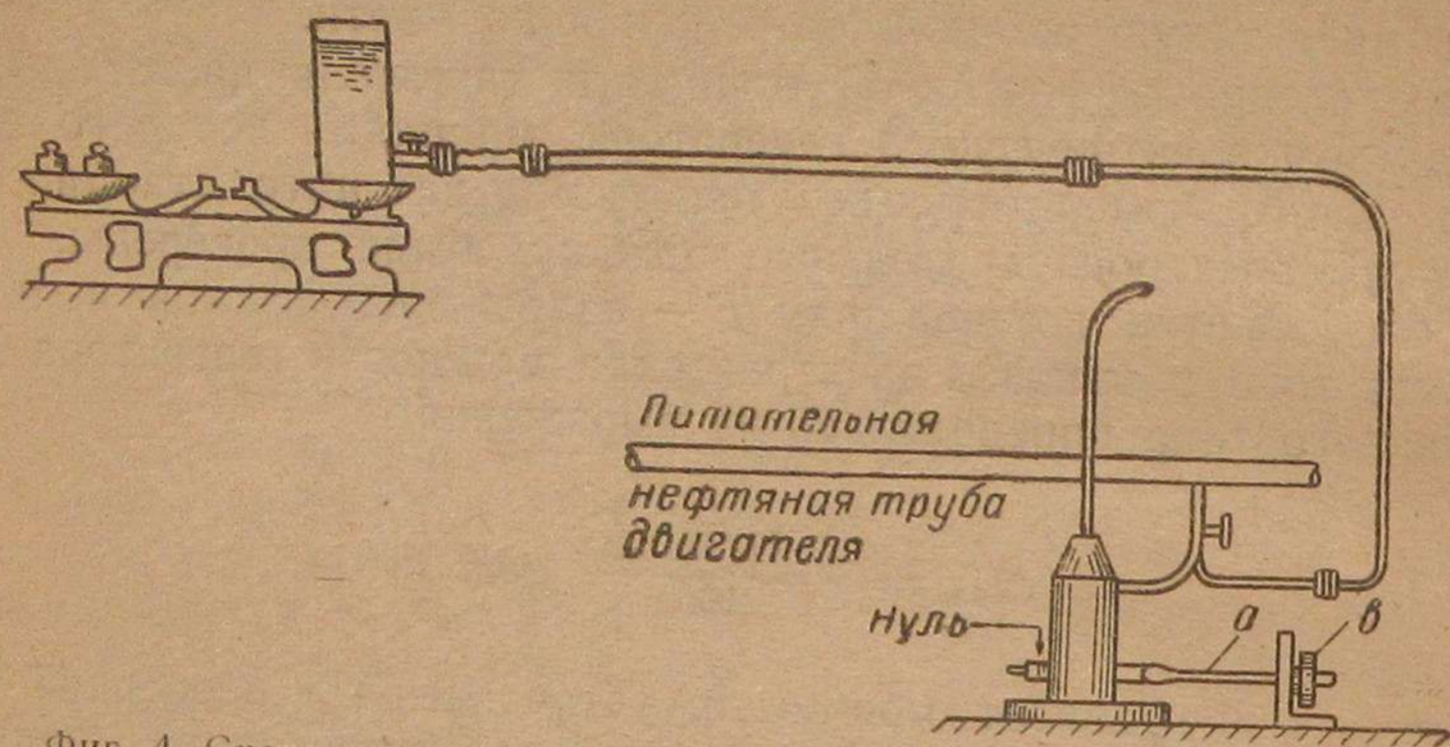
$$b' \approx 0,3 \text{ кг/э. л. с. -ч.}$$

Очень большой расход топлива объясняется чрезмерной изношенностью как всего дизеля, так и топливной аппаратуры.

При работе на смешанном топливе удельный расход нефти составлял

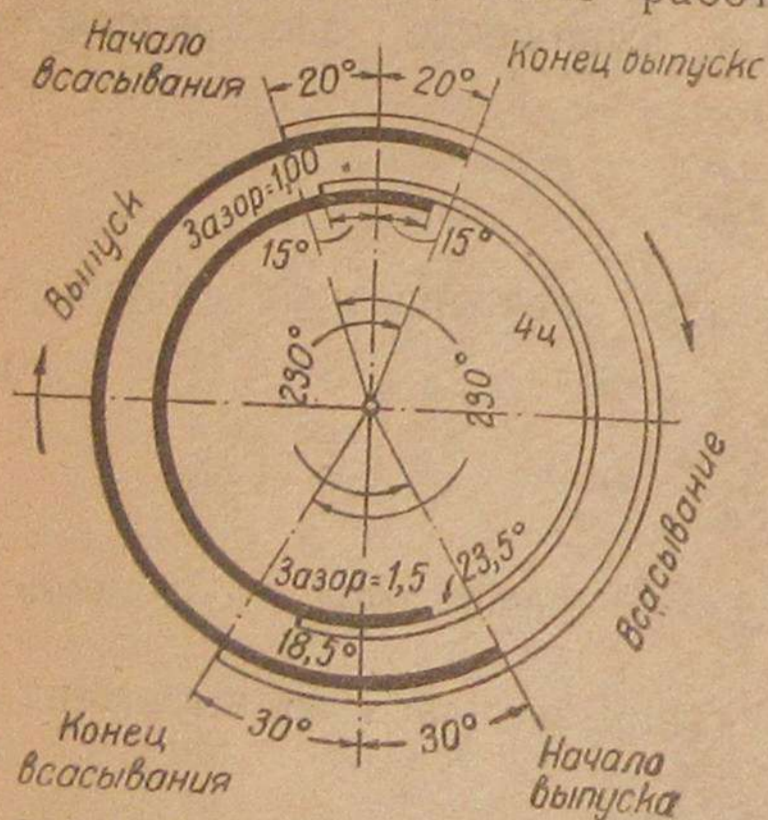
$$b'' \approx 0,10-0,12 \text{ кг/э. л. с.}\cdot\text{ч.},$$

что выражается в 33—43% от расхода нефти при работе дизеля на жидком топливе.



Фиг. 4. Схема питания топливом и ручной регулировки насоса четвертого цилиндра.

В дальнейшем, вследствие невозможности систематически экспериментировать с двигателем на всех цилиндрах, было решено провести исследование работы на смешанном топливе только одного цилиндра, для чего был выделен четвертый цилиндр, расположенный со стороны маховика.



Фиг. 5. Диаграмма газораспределения четвертого цилиндра.

В целях соблюдения нормальной производительности газогенератора питание машины газом было по всем цилиндрам, но для устранения всякого рода помех в виде преждевременных вспышек и взрывов остальные три цилиндра работали на газе обеднённом. Топливный насос четвертого цилиндра был отделён от общей питательной нефтяной трубы и его питание производилось дизельным топливом индивидуально от бачка, расположенного на

весках, как показано на фиг. 4. Также был отделён от регулятора и привод к этому насосу, а подача жидкого топлива в четвертый цилиндр регулировалась вручную с помощью винта *а* и маховичка *б*, перемещающих рейку топливного насоса.

Перед испытанием четвертого цилиндра была произведена проверка его газораспределения. На фиг. 5 внешняя окружность представляет газораспределение, рекомендуемое фирмой; внутренняя окружность — газораспределение, зафиксированное проверкой. Начало подачи топлива топливным насосом четвертого цилиндра было установлено в 9° перед в. м. т.

Крышка четвертого цилиндра была вскрыта и очищена от нагара, образовавшегося в виде короны вокруг выходных отверстий форсунки. На поршне были поставлены новые маслосрезающие кольца. Форсунка была прочищена и пружина её иглы была сменена.

Таким образом четвертый цилиндр был подготовлен для работы на смешанном топливе.

Сравнение работы на жидком и на смешанном топливе производилось по индикаторной мощности, исходя из индикаторных диаграмм.

Результаты испытания четвертого цилиндра на жидком топливе показаны в табл. 1.

Таблица 1

№ по пор.	Среднее индикаторное давление P_i в кг/см ²	Число оборотов двигателя n в об/мин	Индикаторная мощность N_i в л. с.	Часовой расход топлива на цилиндр G в кг	Расход топлива на 1 л. л. с. ч. S_i в кг	Расход топлива на рабочий ход Σ в г	Давления в кг/см ²	
							конца сжатия P_c	сгорания P_z
1	4,45	396,3	39,8	6,66	0,167	0,550	33	52,1
2	4,71	403,3	42,7	7,35	0,173	0,600	33	53,0
3	5,90	424,0	56,0	9,34	0,167	0,730	33	46,0
4	6,70	382,0	57,5	10,90	0,191	0,940	33	55,5
5	6,40	420,0	60,7	10,50	0,173	0,825	33	45,5
Средние величины	5,63	405,0	51,34	8,95	0,174	0,731	33	50,4

Данные табл. 1 определялись из следующего. Цилиндр двигателя испытывался на пяти режимах. Режим устанавливался по рейке топливного насоса. На каждом режиме испытание проходило в течение 40 мин. и за этот период снимались четыре индикаторные диаграммы, т. е. диаграммы снимались через 10 мин. Средние индикаторные давления в графе 2 были определены как средние арифметические путём планиметрирования четырёх индикаторных диаграмм одного и того же режима.

Индикаторная мощность определялась из соотношения

$$N_i = \frac{F \cdot P_i \cdot S \cdot \frac{n}{2}}{60 \cdot 75} \text{ л. с.},$$

где $F = 530,66 \text{ см}^2$ — площадь поршня;

P_i (кг/см^2) — среднее индикаторное давление;

$S = 0,38 \text{ м}$ — ход поршня;

$\frac{n}{2}$ — число рабочих ходов в минуту для четырёхтактного цилиндра простого действия.

Представляя последнее выражение в виде

$$N_i = \frac{F \cdot P_i \cdot S \cdot n}{2 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{P_i \cdot n}{9000} = \frac{P_i \cdot n}{C},$$

где

$$C = \frac{9000}{F \cdot S} = \frac{9000}{530,66 \cdot 0,38} = 44,6$$

постоянная двигателя, получаем нижеследующую формулу, по которой и производилось определение индикаторной мощности:

$$N_i = \frac{P_i \cdot n}{44,6} \text{ л. с.}$$

Часовой расход топлива на цилиндр определялся по формуле

$$G = \frac{g \cdot 60}{t} \text{ кг/час,}$$

где g кг — расход топлива, зафиксированный на весах, за время испытания t ;

t мин. — время испытания цилиндра на одном режиме. В нашем случае $t = 40$ мин.

Расход топлива на индикаторную силу в час определялся из соотношения:

$$g_i = \frac{G}{N_i} \text{ кг/и. л. с.-ч.,}$$

а на рабочий ход поршня — по следующей формуле:

$$\sigma = \frac{G \cdot 2 \cdot 1000}{60n} = \frac{G \cdot 1000}{30n} = 33,3 \frac{G}{n} \text{ г.}$$

Давления конца сжатия и конца сгорания определялись по индикаторным диаграммам.

Как видно из табл. 1, нагрузка цилиндра менялась от $N_i = 39,8$ до $N_i = 60,7$ л. с. Нормальная мощность цилиндра двигателя

$$N_i = \frac{P_i \cdot n}{c} = \frac{6,63 \cdot 428}{44,6} = 63,6 \text{ л. с.}$$

Таким образом, при испытании максимальная нагрузка цилиндра составляла $\frac{60,7}{63,6} \cdot 100 = 95,5\%$ от максимальной мощности цилиндра.

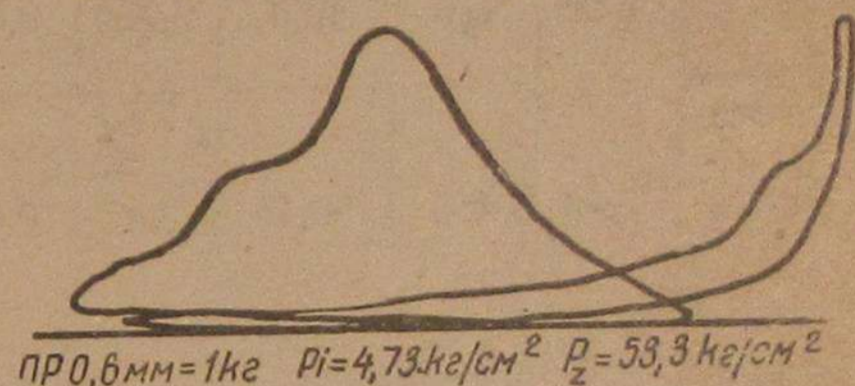
Стремление довести цилиндковую мощность до 100% с помощью увеличения подачи горючего к успехам не приводило. Объяснением этому может быть следующее:

1. Недоброкачественный распыл топлива форсункой, что подтверждалось чёрным выхлопным дымом и забитостью одного отверстия форсунки, которое прочистке не поддавалось.

2. Общий износ двигателя.

3. Повышенное давление выхлопа, которое увеличивало количество остаточных газов и уменьшало коэффициент подачи, что приводило к уменьшению мощности цилиндра.

Повышенное давление выхлопа, которое наблюдалось на диаграммах, снятых слабой пружиной, было в результате более позднего открытия выхлопного клапана по сравнению с подаваемым. По фирменным данным, открытие выхлопного клапана должно происходить, не доходя до н. м. т. 30° . При испытании же оно было позднее, а именно — не доходя до н. м. т. $23,5^\circ$. Только что указанное можно усмотреть из фиг. 5.



Фиг. 6. Индикаторная диаграмма работы четвертого цилиндра на жидком топливе.

На фиг. 6 представлена индикаторная диаграмма, снятая при испытании цилиндра двигателя на жидком топливе. Диаграмма относится ко второму режиму испытания и даёт представление о характере протекающего процесса в четвертом цилиндре. Из диаграммы видно, что при малых нагрузках топливо догорает на линии расширения. Это не является нормальным и происходит вследствие неблагоприятного распыла топлива и запаздывания воспламенения.

Из табл. 1 видно, что давление сгорания P_s колебалось от нормального $45,5 \text{ ат}$ до повышенного $55,5 \text{ ат}$. Нормальное давление сгорания для двигателя $44,6 \text{ ат}$.

Результаты испытания четвертого цилиндра на работе по дизельгазовому процессу показаны в табл. 2.

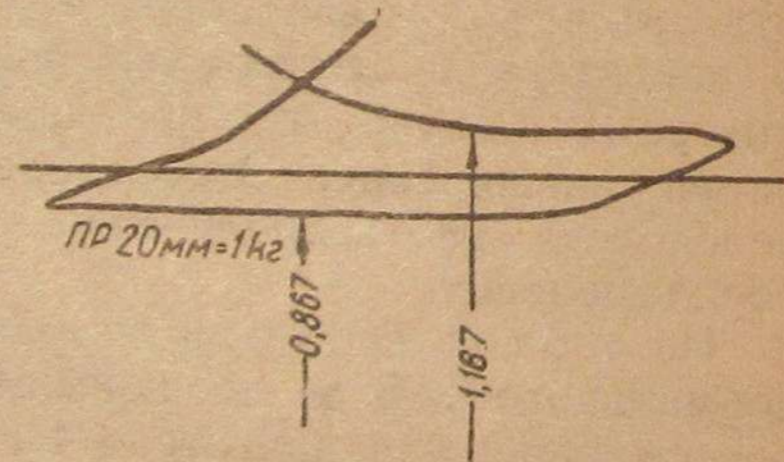
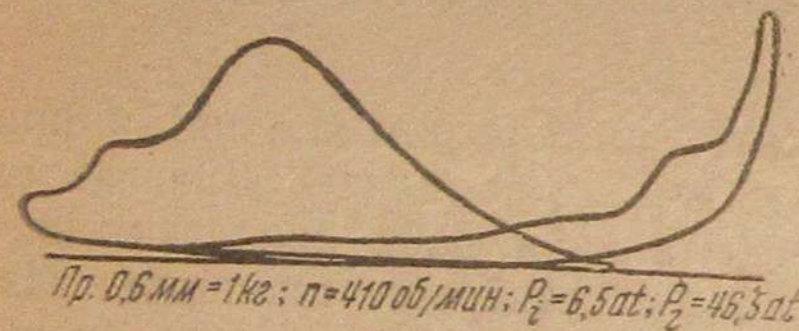
Работа четвертого цилиндра на смешанном топливе после его приведения в порядок была устойчивой и спокойной на всех нагрузках вплоть до близкой к нормальной ($60,4$ и. л. с.). Преждевременных вспышек совершенно не наблюдалось как при больших, так и при средних нагрузках. Диаграммы, снятые во время работы цилиндра на смешанном топливе (фиг. 7), показывают нормальные давления сгорания. В некоторых случаях эти давления были даже ниже нормальных, что свидетельствует о позднем воспламенении смеси и сгорании её на линии расширения. Только это сказанное хорошо видно на второй диаграмме фиг. 7.

Диаграмма, снятая слабой пружиной, при работе цилиндра на смешанном топливе, показанная на фиг. 8, еще раз указывает на позднее открытие выхлопного клапана и на необходимость регулирования газораспределения.

Таблица 2

№ по пор.	Среднее индикаторное давление P_i в кг/см ²	Число оборотов двигателя n в об/мин	Индикаторная мощность N_i в л. с.	Часовой расход топлива на цилиндр G в кг	Расход топлива на 1 и. л. с. ч. — g_i в кг	Расход топлива на рабоч. ход σ в %	Давления в кг/см ²		Калорийность газа Q в ккал/м ³
							конца сжатия P_c	сгорания P_z	
1	6,56	410	60,4	4,850	0,083	0,394	33	47,0	900/1074
2	5,19	387	45,4	3,428	0,076	0,295	33	36,0	1003/1240
3	5,80	430	56,0	3,170	0,057	0,243	33	48,8	1127/1255
4	4,28	416	40,0	2,230	0,056	0,173	33	39,0	1146/1245
Средние величины	5,46	410	50,45	3,42	0,068	0,276	33	42,7	1044/1203

Из табл. 2 видно, что калорийность газа в период испытаний колебалась от 900 ккал/м³ до 1255 ккал/м³. Из графы 6 этой же таблицы следует, что с повышением калорийности газа расход жидкого топлива на единицу мощности уменьшается.



Фиг. 7. Индикаторные диаграммы работы четвертого цилиндра на смешанном топливе.

Фиг. 8. Диаграмма работы четвертого цилиндра на смешанном топливе, снятая слабой пружиной.

Наименьшее количество жидкого топлива, которое может быть подано существующим топливным насосом, было установлено равным 2,23 кг/час. Это количество определялось постепенным выключением топливного насоса и одновременным снятием индикаторной диаграммы.

Вполне надёжные индикаторные диаграммы без какого бы то ни было указания о пропусках вспышек в цилиндре и определяли основные условия, при которых выявлялось надёжно подаваемое наименьшее количество запального жидкого топлива.

Воспользовавшись графой 5 табл. 1, нанесём часовые расходы топлива на цилиндр в систему координат G кг/час = $f(N_i)$. Как

видно из фиг. 9, последнее уравнение представляет собой уравнение прямой, имеющей вид

$$G_n = bN_i,$$

где $b = \frac{G_n}{N_i} = \text{const}$ — угловой коэффициент прямой, который имеет физический смысл и выражает собой расход топлива на 1 и. л. с.-ч.

В этой же системе координат нанесём прямую $g_{\text{зап}} = 2,23$ кг/час = const. Эта прямая, параллельная оси абсцисс, показывает, что расход минимального количества топлива, служащий для запала газо-воздушной смеси и обеспечиваемый существующими топливными насосами, при всех мощностях одинаков.

Если взять отношение

$$\frac{g_{\text{зап}}}{G_n} = \frac{2,23}{bN_i},$$

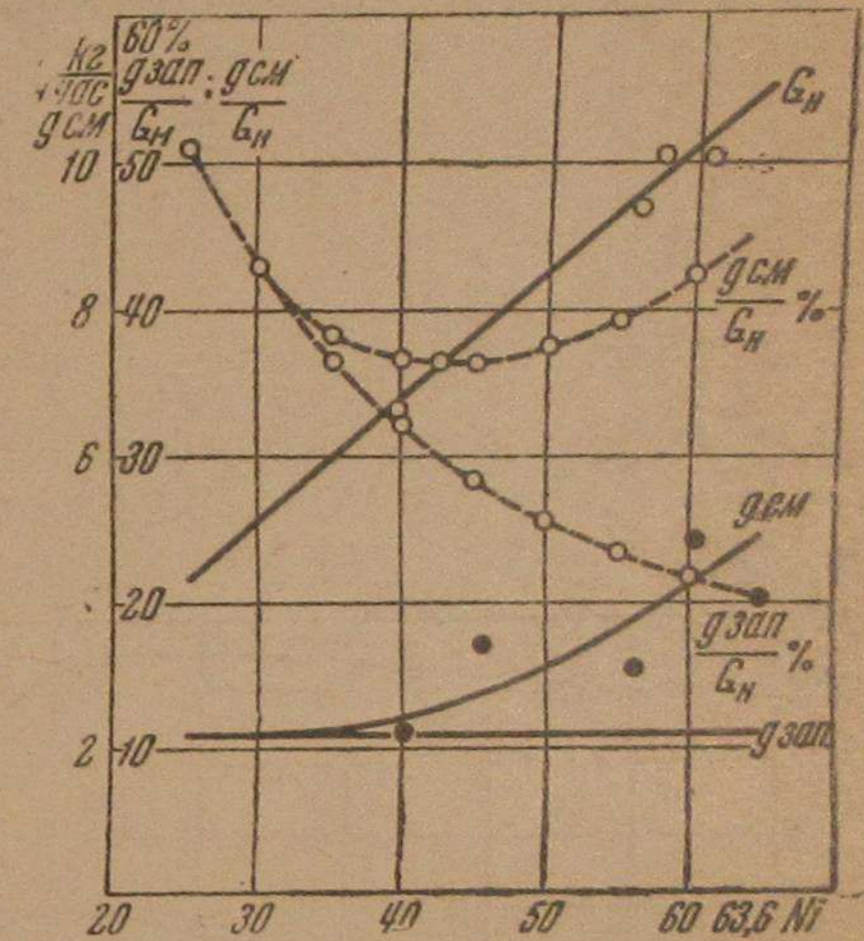
то последнее уравнение представляет собой уравнение гиперболы с минимумом при $N_{i \text{ max}}$. Умножив правую часть последнего уравнения на 100, получим процент расхода жидкого топлива для запала от расхода жидкого топлива при работе цилиндра на нефти при той же мощности.

Так как минимальный процент запального топлива получается при максимальной мощности, то для испытываемого двигателя этот процент был достигнут равным

$$u = \frac{2,23 \cdot 100}{b \cdot N_{i \text{ max}}} = \frac{2,23 \cdot 100}{10,7} = 20,8\%$$

Как видно, этот процент является сравнительно высоким, если учесть опубликованные данные иностранной печати, равные 10–12%. Снижения процента расхода запального топлива можно достичь путем замены топливной аппаратуры новой конструкцией, которая сможет обеспечить меньшую подачу топлива в цилиндр.

Как видно из табл. 2 и фиг. 9, минимальная подача запального топлива при данном качестве генераторного газа обеспечивает максимальную мощность двигателя только равной 35–40 и. л. с. и по отношению к этой мощности расход «запального» топлива составляет 36,0% от расхода при работе на жидком топливе.



Фиг. 9. Кривые расхода жидкого топлива при работе двигателя на нефти и на смешанном топливе.

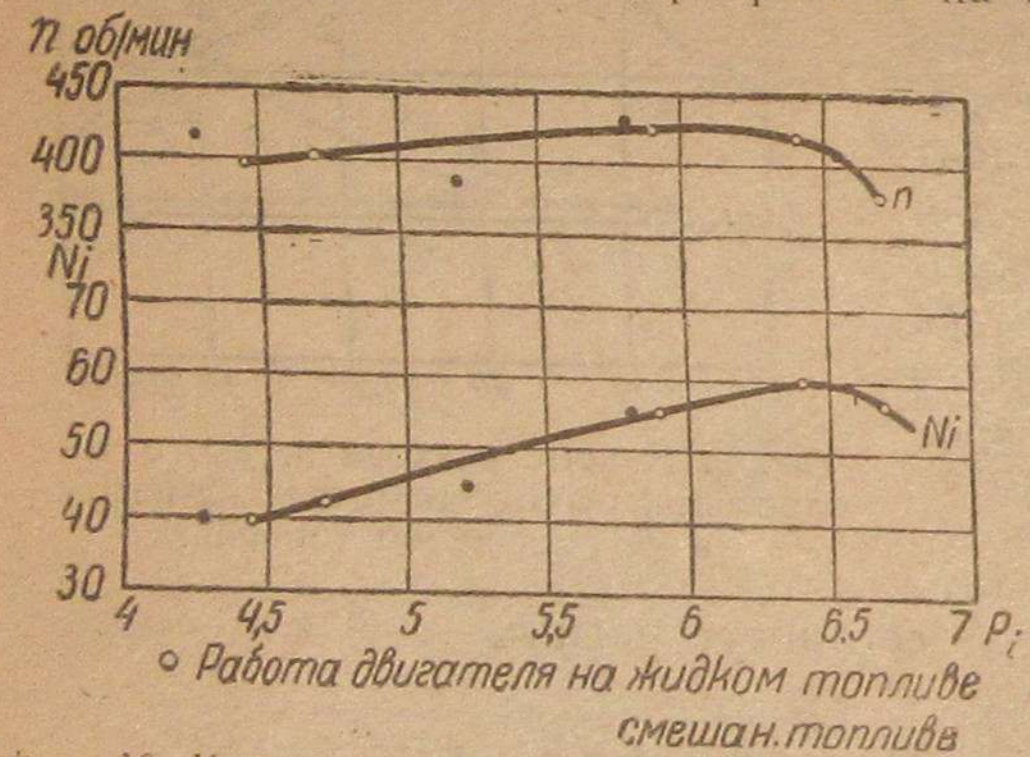
Для повышения мощности двигателя увеличивается подача жидкого топлива, что и видно в табл. 2 и на фиг. 9. Так, например, для снятия с цилиндра мощности при смешанном топливе $= 60,4$ л. с. расход жидкого топлива в час доходит до $G_n = 4,85$ кг/час и изменение подачи жидкого «запального» топлива происходит по кривой $g_{см}$ (фиг. 9).

Таким образом, взяв отношение $\frac{g_{см}}{G_n}$ и умножив на 100, получим процент расхода жидкого топлива, поддерживающего мощность двигателя. Изменение этого расхода происходит по кривой $\frac{g_{см}}{G_n} = f(N_i)$ (фиг. 9).

Для максимальной индикаторной мощности $N_{i\max} = 63,6$ л. с.

$$\frac{g_{см}}{G_n} \cdot 100 = 45\%$$

Следовательно, кривая $\frac{g_{см}}{G_n}$ имеет очень важное практическое значение. Она показывает фактический процент расхода жидкого топлива от его расхода при работе на нефти при питании двигателя газом в различных интервалах нагрузки. Таким образом при наиболее ходовом изменении нагрузки цилиндра двигателя в интервале от 45 до 63,6 л. с. процент фактического расхода жидкого топлива от расхода при работе двигателя на нефти составляет 36—45%.



Фиг. 10. Кривые мощности при работе двигателя на жидком и на смешанном топливе.
— работа двигателя на смешанном топливе

Экономия же жидкого топлива получается равной 64—55%.

Дальнейшее увеличение экономии жидкого топлива должно идти в следующем направлении:

- 1) за счёт улучшения качества генераторного газа;
- 2) за счёт регулирования двигателя;
- 3) за счёт ремонта и приведения в исключительный порядок топливной аппаратуры.

На фиг. 10 показаны кривые $N_i = f(P_i)$ и $n = f(P_i)$, подтверждающие, что мощность и обороты двигателя как на жидком, так и на смешанном топливе поддерживались одинаковыми.

Выводы

Переделка двигателя «Сайсакушо» для работы на газе и предварительные его эксплуатационные испытания как на жидком, так и на смешанном топливе привели к следующим практическим выводам и результатам.

1. Переделка двигателя для работы на газе является простой и не требует вывода двигателя из рабочего состояния.

2. Двигатель легко и надёжно регулируется в работе при одновременном воздействии регулятора на подачу газа и нефти. Регулирование воздуха — ручное.

3. Мощность двигателя при переводе на газ не уменьшается, она остается такой же, как и при работе на нефти.

4. Мощность двигателя развивается в 60% от максимальной при расходе минимального количества жидкого топлива, которое подаётся топливным насосом для запала. Минимальное количество топлива, подаваемого насосом для запала, равно 20,8% от расхода при нормальной мощности двигателя, работающего на нефти.

5. При развитии двигателем полной мощности расход жидкого топлива составляет 45% от расхода при работе двигателя на нефти, т. е. восполнение мощности двигателя происходит за счёт увеличенной подачи жидкого топлива.

6. Двигатель свободно переводится на ходу машины с жидкого топлива на газ и обратно, не вызывая никаких осложнений в его работе.

Г. К. ХЛЕБНИКОВ

ПЕРЕВОД НА СМЕШАННОЕ ТОПЛИВО ФОРКАМЕРНОГО ДВИГАТЕЛЯ БЕНЦ И КОМПРЕССОРНОГО ЛИТЦЕНМЕЙЕР

1. Теплотворная способность рабочей смеси цилиндра и влияние её на мощность

Мощность дизелей определяется теплотворной способностью смеси заряда рабочего цилиндра:

$$q = \frac{H_u}{1 + L_d} \eta_v^d V_h \text{ кал}, \quad (1)$$

где H_u — теплотворная способность 1 м³ газа;

L_d — действительно необходимое количество воздуха для сжигания 1 м³ газа;

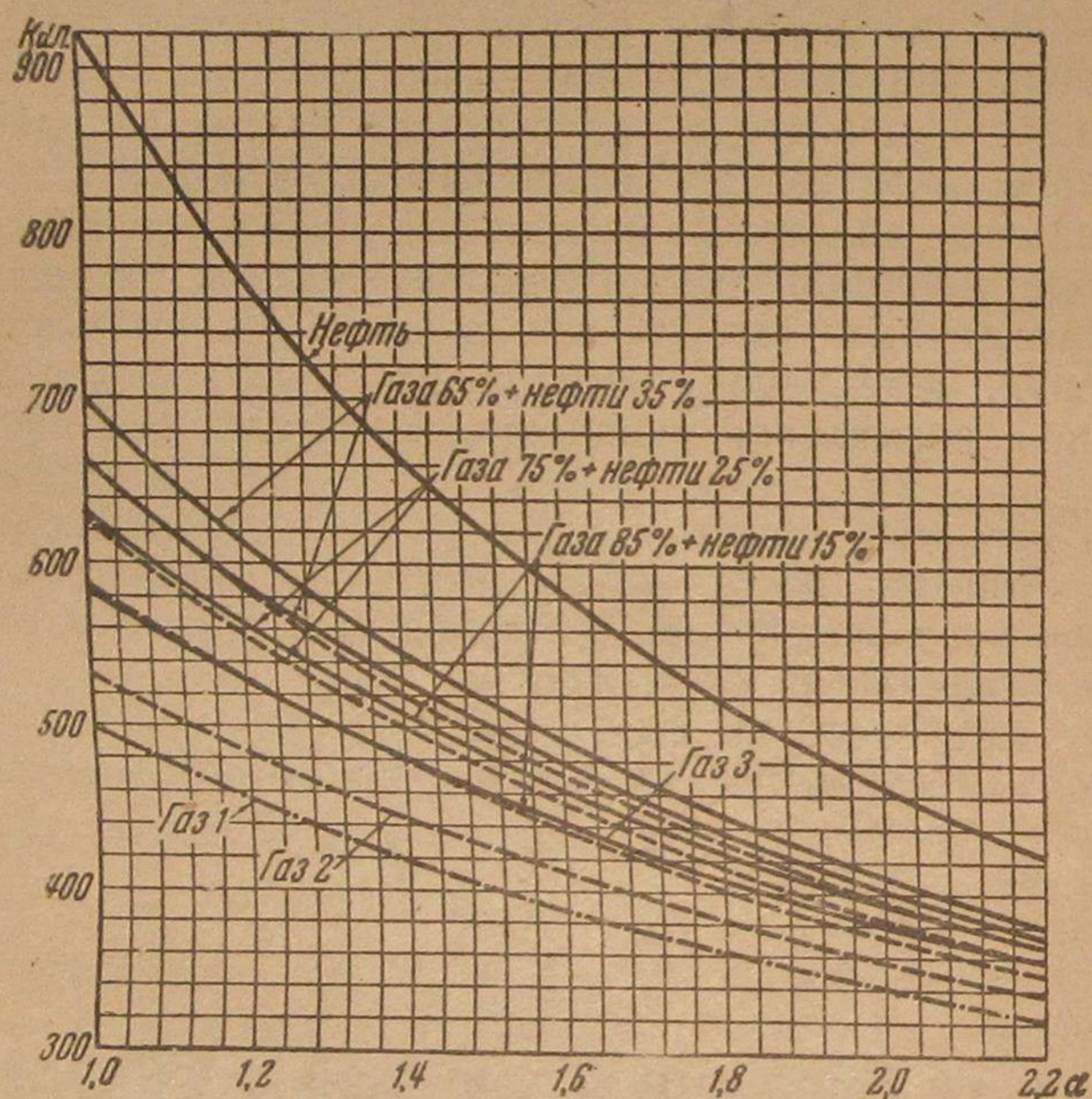
η_v^d — коэффициент подачи дизеля;

V_h — рабочий объём цилиндра в м³.

Последний множитель этого уравнения для двигателя, переводимого на бинарное топливо, является величиной неизменной, поэтому для сохранения мощности необходимо оказывать влияние

на первые два члена уравнения. Теплотворная способность единицы объема смеси $\frac{H_u}{1+L_d}$ зависит от качества газа и от избытка воздуха в процессе горения, а коэффициент подачи η_v^d — от параметров, характеризующих состояние смеси во всасывающей системе.

На фиг. 1 даны кривые изменения теплотворной способности 1 м³ рабочей смеси для силового газа разного состава из ан-



Фиг. 1. Теплотворная способность 1 м³ рабочей смеси в зависимости от изменения α .

трацита и для нефти в зависимости от коэффициента избытка воздуха α в предположении, что коэффициент подачи равен единице, а объем цилиндра — 1 м³.

Сравнивая значения кривых этой фигуры, видим, что для $\alpha = 1,8$ теплотворная способность смеси нефти с воздухом равна 520 кал, а теплотворная способность смеси воздуха с газом 3, имеющим самую высокую калорийность, равна этому значению только при $\alpha = 1,24$. Для газа же, отмеченного цифрой 2, имеющего теплотворную способность 1028 кал/м³, чаще всего встречающуюся в эксплуатации, это значение теплотворной способности получается при $\alpha = 1,04$. Таким образом, если принять теплотворную способность газа в 1000 кал/м³ за среднюю эксплуатационную, то при присадке нефти в 25% эквивалент калорийности смеси получается только при $\alpha = 1,32$. Следовательно, в эксплуатации полную мощность от двигателя при переводе его на бинарное

топливо можно получить только при коэффициенте избытка воздуха, близком к единице, или при присадке жидкого топлива в 20—25%.

2. Изменение коэффициента подачи и степени сжатия. Влияние их на мощность

Дизельгазогенераторные установки обычно работают по принципу газовсасывания, поэтому в дизеле, переведенном на бинарное топливо, в период всасывания должно преодолеваться сопротивление слоя топлива в газогенераторе и сопротивление системы канализации газа. Наличие этих сопротивлений обуславливает снижение давления всасывания и коэффициента подачи, т. е. давление всасывания P_a^r при работе на газе будет ниже, чем P_a^d при работе на нефти (фиг. 2) вследствие большего сопротивления в период всасывания.

Если даже принять давление в конце выхлопа для обоих случаев работы двигателя одинаковым, коэффициент остаточных газов неизменным и отсутствие теплообмена между стенками и газом, то можно предполагать, что T_a^r — температура в конце всасывания при работе на бинарном топливе будет выше температуры T_a^d при работе на одной нефти. Это получится вследствие того, что остаточные газы отдают тепло меньшему весовому заряду. С другой стороны, температура готовой рабочей смеси в начале всасывания будет выше температуры окружающего воздуха, что также оказывает влияние на увеличение значения T_a^r .

По этим причинам вес заряда цилиндра в точке а фиг. 2 при работе на бинарном топливе будет ниже, чем при работе на нефти.

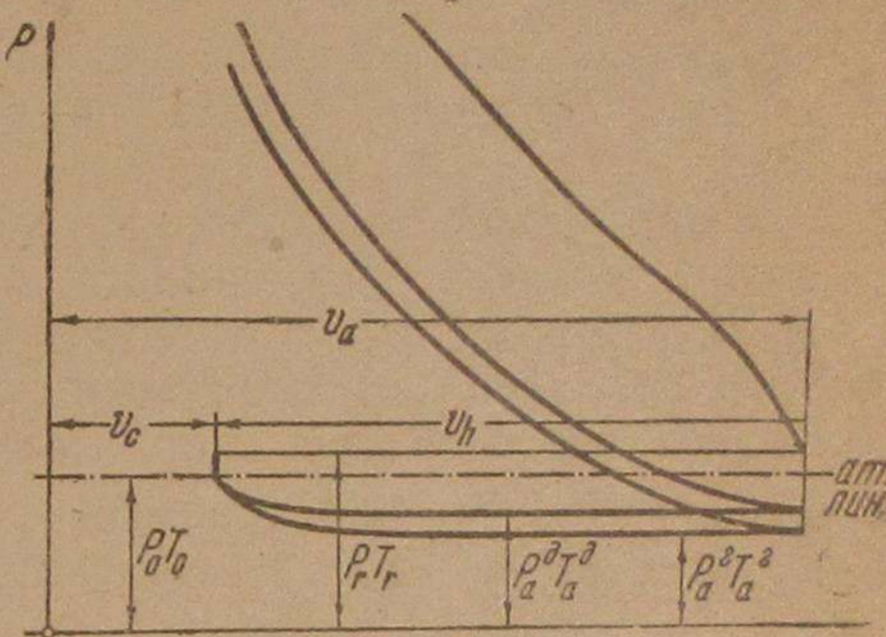
Коэффициент подачи при работе на бинарном топливе, очевидно, изменится в соответствии с изменившимися условиями заряда цилиндра, а по формуле видно, что изменение теплотворной способности заряда цилиндра прямо пропорционально изменению коэффициента подачи.

Используя обозначения фиг. 2, можно написать в общем виде уравнение для коэффициента подачи дизеля при работе на одной нефти:

$$\eta_v^d = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a^d}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a^d} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}, \quad (2)$$

где ε — степень сжатия дизеля;

γ — коэффициент остаточных газов.



Фиг. 2. Диаграмма давления всасывания при дизельном и дизельгенераторно-газовом процессе.

Эта формула будет справедлива и для определения коэффициента подачи для двигателя, переводимого на работу бинарным топливом, но с учётом изменений степени сжатия, давлений и температуры всасывания. Принимая для примера изменения, полученные при переводе форкамерного дизеля Бенц, т. е. уменьшение степени сжатия с 17 до 12, давления всасывания P_d^a с 0,9 ат до $P_d^r = 0,85$ ат, увеличение температуры всасывания принимаем на 5° , т. е. от 315 до 320° абс., а остальные величины — $T_0 = 290^\circ$ абс., $P_0 = 1,0$ ат и $\gamma = 0,08$.

Подставляя эти значения в формулу (2), получаем коэффициент подачи для дизеля на нефти $\eta_v^d = 0,812$ и при работе на бинарном топливе $\eta_v^r = 0,787$.

Сравнивая эти значения, видим, что значение коэффициента подачи при переводе дизеля на бинарное топливо уменьшается на 3%.

Следовательно, теплотворная способность рабочей смеси заряда цилиндра, а значит, и мощности двигателя будет снижена на 3%.

В бескомпрессорных дизелях, имеющих повышенную степень сжатия, особенно в форкамерных, при переводе на бинарное топливо требуется её снижение. При уменьшенной степени сжатия увеличится объём камеры сжатия на величину $y = V_c' - V_c$, где V_c' — объём камеры сжатия при сниженной степени сжатия ϵ' .

Выражая значения объёмов камеры сжатия через степени сжатия и рабочий объём V_h , описываемый поршнем, получаем

$$y = V_h \left(\frac{1}{\epsilon' - 1} - \frac{1}{\epsilon - 1} \right). \quad (3)$$

Линейное увеличение камеры сжатия получится из формулы

$$X = \frac{4V_h}{\pi d^2} \left(\frac{1}{\epsilon' - 1} - \frac{1}{\epsilon - 1} \right), \quad (4)$$

где d — диаметр цилиндра, который при подсчёте должен быть принят в такой же размерности, как и при подсчёте V_h .

Если известными являются давления сжатия в цилиндре дизеля при работе на нефти P_{cd} и при работе на бинарном топливе P_{cr} , то линейное значение увеличения камеры сжатия может быть определено из уравнений политроп сжатия при условии неизменного значения параметров начала сжатия. В этом случае можно написать:

$$P_{cd} V_{cd}^n = P_{cr} V_{cr}^n. \quad (5)$$

Показатели политроп n и n_1 не равны между собой, но разница в их значении не может быть большой при тех изменениях P_c , которые получаются при переводе дизеля на бинарное топливо, поэтому для практических подсчётов они могут быть приняты равными.

После этого можем написать:

$$\frac{P_{cd}}{P_{cr}} = \frac{V_{cr}^n}{V_{cd}^n}$$

или, заменяя

$$\frac{V_{cr}^n}{V_{cd}^n} = \frac{h_r^n}{h_d^n}$$

и произведя необходимые операции, получим полную высоту камеры для работы на бинарном топливе:

$$h_r = h_d \sqrt[n]{\frac{P_{cd}}{P_{cr}}}. \quad (6)$$

В этом уравнении, если известными являются давления сжатия в цилиндре дизеля при работе на нефти и при работе на бинарном топливе, линейные значения высоты камеры сжатия могут быть определены.

Если учесть, что в начале зарядки цилиндра рабочей смесью происходит продувка камеры сжатия цилиндра, то с уменьшением степени сжатия происходит увеличение объёмного и весового заряда цилиндра рабочей смесью.

Этот фактор способствует увеличению мощности цилиндра при неизменном ходе поршня; в процентном отношении прирост мощности K может быть определён из формулы

$$K = 100 \frac{y}{V_h} = 100 \left(\frac{1}{\epsilon' - 1} - \frac{1}{\epsilon - 1} \right). \quad (7)$$

Если для примера принять диаметр цилиндра в 285 мм, ход поршня в 420 мм, уменьшение степени сжатия с 17 до 12, то увеличение заряда или мощности выразится в 2,8%, т. е. такой величиной, которой пренебрегать не следует.

Сравнивая влияние степени сжатия и коэффициента подачи на мощность, видим, что уменьшение степени сжатия способствует увеличению мощности, а уменьшение коэффициента подачи — уменьшению её почти в одинаковой мере. В этом случае мощность двигателя, переведённого на работу бинарным топливом, будет определяться теплотворной способностью смеси газа с воздухом. Если же степень сжатия остаётся без изменения, то мощность дизеля упадёт на величину около 3%.

3. Температура самовоспламенения и зажигание смеси газа с воздухом. Скорость сгорания и влияние её на процесс нарастания давления сгорания

В дизеле, конвертированном в газово-нефтяной двигатель, смесеобразование происходит большей частью в период всасывания и сжатия, при этом чем меньше процент присадки запального жидкого топлива, тем ближе процесс будет подходить к процессу газовых двигателей.

С уменьшением количества запальной нефти, добавленной к газовой смеси, роль её приближается к роли воспламенителя газовых двигателей, т. е. к роли свечи, и теоретически для зажигания достаточно искры от самовоспламенения одной капельки нефти.

Однако вследствие наличия высокого давления и температуры сжатия в газо-нефтяном двигателе при некоторых тепловых режимах, очевидно, возможно самовоспламенение газовой смеси в конце сжатия.

С этой точки зрения особый интерес представляют данные табл. 1 и 2.

Таблица 1

№ по пор.	Тип двигателя	Степень сжатия ϵ	Давление в конце сжатия P_c в кг/см ²	Давление вспышки P_z в кг/см ²	Степень увеличения давления λ	Температура в конце сжатия в °C
1	Газовый двигатель	6,0	9,58	31,9	3,33	330
2	Дизель компрессорный . .	14,0	35,0	35,0	1,0	510
3	Дизель бескомпрессорный (струйный) . .	12,0	29,0	48,0	1,65	470
4	Дизель бескомпрессорный (форкамерный)	17,0	38,0	48,0	1,26	540—560

Таблица 2

№ по пор.	Род горючего вещества	Температура самовоспламенения в °C	Скорость сгорания смеси с воздухом в м/сек	Примечание
1	H ₂	585	4,5	По Малляру и Ле Шателье
2	CH ₄	650	0,5	
3	C ₂ H ₄	520	6,5	
4	CO	650	2,0	
5	Керосин	380—430	—	По Воллерсу и Эмке
6	Мазут	380	—	

Из табл. 1 видно, что температура в конце сжатия при самой высокой степени сжатия $\epsilon = 17$ достигает в среднем 550° C. Обычно в дизелях для надёжного воспламенения жидкого топлива в смеси с воздухом требуется создание почти полуторного избытка температурного напора, по сравнению с его температурой самовоспламенения.

Сопоставляя данные табл. 1 и 2, находим, что в дизелях температура в конце сжатия ниже температуры самовоспламенения смеси газов с воздухом за исключением температуры самовоспламенения ацетилена, процентное содержание которого в смеси силового газа с воздухом весьма мало. Поэтому самовоспламенение газовых смесей в дизелях только от тепла, получившегося в конце сжатия, мало вероятно.

Известно, что интенсивность или скорость горения рабочей смеси зависит от качества смесеобразования, от температурного потенциала и от соотношения составляющих компонентов рабочего газа в смеси.

Наибольшего значения скорость сгорания достигает при совершенно определённых соотношениях горючего газа и воздуха. Из табл. 2 видно, что водород и тяжёлые углеводороды имеют более высокую скорость горения, чем окись углерода. Это указывает на то, что обогащение рабочего газа водородной и углеводородными составляющими будет приводить к увеличению скорости горения рабочей смеси. Скорость горения также возрастает с увеличением температуры очага горения, и для некоторых газов горение возможно только при определённых условиях.

Так, например, водород интенсивно горит только при температуре очага горения в 850° C, т. е. при избытке температурного напора над температурой самовоспламенения. При меньших же температурах горение поддерживать очень трудно и часто происходит даже затухание пламени. С увеличением же температуры очага горения, наоборот, реакция горения протекает интенсивнее, вследствие чего получается повышение скорости горения. Следовательно, повышение теплового состояния частей двигателя с увеличением нагрузки будет благоприятно действовать на повышение скорости горения. Другими словами, скорость горения смеси газа с воздухом при больших нагрузках будет больше, чем при меньших, и достигнет своего максимума при работе с полной нагрузкой и перегрузкой.

На скорость горения оказывает влияние и концентрация рабочего газа в воздухе, при этом максимум достигается при определённой концентрации. Так, например, при концентрации 40 объёмов водорода в 100 объёмах воздуха скорость горения достигает наибольшего значения в 4,87 м/сек, при этом дальнейшее увеличение концентрации не только снижает скорость горения, но и может вывести смесь из пределов воспламенения. Опытами установлено, что при концентрации горючих газов с теоретически необходимым количеством воздуха самовоспламенение смесей происходит при наиболее низких температурах.

Выше по фиг. 1 было установлено, что для получения полной мощности от дизеля требуется производить работу на бинарном топливе при избытках воздуха, близких к теоретически необходимому значению.

Последнее обстоятельство приводит к необходимости работать на богатых смесях, при которых создаются лучшие условия

для самовоспламенения и достижения высокой скорости горения смеси. Очевидно по этим причинам при работе на бинарном топливе с полной мощностью двигателя проявление детонирующих вспышек будет чаще.

Все эти факторы, влияющие на увеличение скорости горения, т. е. протекания рабочего процесса в газо-нефтяном двигателе, должны быть приняты во внимание индивидуально при переделке различных типов дизелей.

При работе дизелей с небольшим процентом присадки нефти к газу скорость горения смеси в его камере горения будет в основном зависеть от скорости горения составляющих компонентов. Следует также отметить, что существенное влияние на увеличение скорости горения газовых смесей оказывает наличие в камере (очаге) горения нагретых до высокой температуры тел. Ввод же в пламя холодных тел уменьшает скорость горения. Это приводит к выводу, что присутствие неохлаждаемых элементов в камерах горения бескомпрессорных дизелей будет сказываться резче, чем в компрессорных дизелях, вследствие того, что распыливающий воздух оказывает охлаждающее действие на нагретую деталь и весь воздушный заряд. По этой причине в компрессорном дизеле регулированием количества распыливаемого воздуха можно регулировать скорость горения и в некоторых случаях получить её равной скорости горения смеси нефти с воздухом. Наличие в компрессорном дизеле распыливаемого воздуха высокого давления может быть также использовано для увеличения его мощности наддувом, при этом, однако, надо помнить, что интенсивное применение наддува (без подачи топлива) может привести к затуханию пламени.

Зажигание в газо-нефтяных двигателях осуществляется самовоспламенением нефти, подаваемой в цилиндр перед концом хода сжатия.

Этим обуславливаются параметры теплового состояния конца сжатия газо-нефтяных двигателей, т. е. они должны быть такими, при которых всегда обеспечивалось бы воспламенение нефти. Если величина давления сжатия определяется надёжным воспламенением нефти, то величина давления вспышки будет определяться прочностью вала. Конечно, желательно, чтобы давление вспышки не превосходило значения, получившегося при работе дизеля на нефти. На величину давления вспышки, как известно, оказывает влияние, кроме скорости сгорания рабочей смеси, и величина угла опережения зажигания или подачи воспламенителя. Обычно для каждого типа двигателя угол опережения зажигания определяется экспериментально, при этом наивыгоднейшее значение его должно обеспечивать наибольшую мощность при наивысшей экономичности и допустимом давлении вспышки. При переводе дизелей на бинарное топливо опережение подачи нефти в цилиндр должно определяться также экспериментально. Для одних типов дизелей опережение подачи нефти будет увеличено, а для других оставлено прежним или уменьшено.

На изменение значения угла опережения подачи нефти оказывают также влияние конструкция и качество изготовления топливной аппаратуры, величина подаваемой порции нефти и качество её распыливания.

Однако, как бы эти факторы ни влияли на величину опережения подачи, решающим остаётся время, необходимое для прогрева капелек нефти от температуры её в насосе до температуры самовоспламенения.

Поскольку это так, то угол опережения подачи нефти должен быть таким, при котором обеспечивается своевременное зажигание топлива как при холодном состоянии деталей, характеризующем холостой работой, так и при горячем, соответствующем работе машины с полной нагрузкой.

Правда, при полной нагрузке опережение можно было бы несколько уменьшить, потому что тепловое состояние двигателя выше и прогрев запальной нефти осуществляется раньше, но разница эта будет незначительной и практически мало заметной.

По этой причине в дизелях при работе на нефти с постоянным числом оборотов опережение не изменяется. Оставляя значение опережения подачи нефти постоянным и для газо-нефтяной машины, остановимся на факторах, влияющих на процесс нарастания давления после зажигания.

На нарастание давления после зажигания, или на давление вспышки, окажет весьма эффективное влияние скорость горения составляющих компонентов топлива. Топливо по своему химическому и физическому составу является сложным, и в зависимости от того, какие составляющие в его смеси преобладают в данной порции, скорость горения рабочей смеси будет приближаться к их скорости горения в смеси с воздухом.

Смеси водорода и тяжёлых углеводородов с воздухом имеют самую большую скорость горения. Поэтому, чем больше будет этих составляющих в рабочей смеси, тем выше будет скорость горения и тем выше будет давление вспышки. Как показывает практика работы газовых двигателей, скорость горения газовых смесей такова, что обеспечивает весьма интенсивное нарастание давления даже в быстроходных двигателях, обеспечивая этим процесс горения почти при постоянном объёме, т. е. по циклу Отто.

Давление в конце сжатия должно обеспечивать температуру самовоспламенения нефти.

По этой причине процесс сжатия в газо-нефтяных двигателях почти не будет отличаться от такового в дизелях, и параметры конца сжатия будут определяться по известным формулам теплового расчёта.

4. Особенности определения параметров конца сгорания

Опытным путём определено (фиг. 3) значение коэффициентов избытка воздуха после смесителя α_c и после процесса горения в цилиндре α_{II} .

Минимальное значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{ц}$ определяется условиями бездымного горения газа и нефти в двигателе при наименьшей порции нефти, подаваемой для зажигания и для сохранения номинальной мощности дизеля.

Далее, имея состав рабочего газа, теоретически необходимое количество воздуха для окисления 1 кг-моля силового газа определим по формуле:

$$L_0^r = \frac{1/2 (H_2 + CO) + 2CH_4 - O_2}{0,21} \text{ кг-моль}, \quad (8)$$

где H_2 — содержание водорода в газе в кг-молях;

CO — содержание окиси углерода в кг-молях;

CH_4 — содержание метана в кг-молях;

O_2 — содержание кислорода в газе в кг-молях.

Горение газообразного и жидкого топлива в двигателе в конечном счёте идёт с одинаковым избытком воздуха, поэтому действительно необходимое количество воздуха определится:

$$L_d^r = L_0^r \alpha_{ц} = \frac{1/2 (H_2 + CO) + 2CH_4 - O_2}{0,21} \alpha_{ц} \text{ кг-моль}. \quad (9)$$

Количество же воздуха, подведённого к процессу горения, может быть определено по анализу проб рабочей смеси, взятых после смесителя. Практически удобнее выражать это количество воздуха через относительную величину, т. е. через коэффициент избытка воздуха α_c .

На фиг. 3 представлены опытные кривые, характеризующие изменения коэффициентов избытка воздуха α_c после смесителя и $\alpha_{ц}$ в выхлопной трубе в зависимости от мощности, развиваемой двигателем. Имея значения этих коэффициентов, можно определять количество воздуха, свободного для использования при сжигании запальной нефти:

$$\begin{aligned} L_{св} &= (\alpha_c - \alpha_{ц}) L_0^r = \\ &= (\alpha_c - \alpha_{ц}) \frac{1/2 (H_2 + CO) + 2CH_4 - O_2}{0,21} \text{ кг-моль}. \end{aligned} \quad (10)$$

Количество же воздуха, действительно необходимое для сжигания 1 кг нефти, определится по формуле:

$$L_d^n = \frac{\alpha_{ц}}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ кг-моль}. \quad (11)$$

По значениям свободного количества воздуха и действительно необходимого количества воздуха для сжигания 1 кг нефти L_d^n определится количество нефти, которое может быть сожжено в смеси воздуха с газом, по формуле:

$$g_n = \frac{L_{св}}{L_d^n} \text{ кг}. \quad (12)$$

После этого количество тепла, выделенного в результате сжигания 1 кг-моля газа, определится из формулы:

$$Q_r = H_r V_r \text{ кал}, \quad (13)$$

где H_r — теплотворная способность 1 м³ газа;

V_r — объём (кг-моль) газа, который при 15° С равен 24,4 м³/кг-моль.

Количество тепла, выделенное нефтью, определится по формуле

$$Q_n = g_n Q_p^n \text{ кал}, \quad (14)$$

где Q_p^n — теплотворная способность 1 кг нефти.

Общее количество тепла, введённое в цилиндр с топливом, будет:

$$Q_{общ} = Q_r + Q_n = H_r V_r + g_n Q_p^n \text{ кал}. \quad (15)$$

Отношение количества тепла, внесённого в цилиндр с газом, к общему количеству тепла, участвующему в процессе, обозначим через ψ :

$$\psi = \frac{Q_r}{Q_{общ}} = \frac{H_r V_r}{H_r V_r + g_n Q_p^n}, \quad (16)$$

а отношение количества тепла, внесённого в цилиндр с нефтью, к общему количеству тепла, участвующему в процессе, обозначим через X :

$$X = \frac{Q_n}{Q_{общ}} = \frac{g_n Q_p^n}{H_r V_r + g_n Q_p^n}. \quad (17)$$

Сумма этих отношений будет равняться единице.

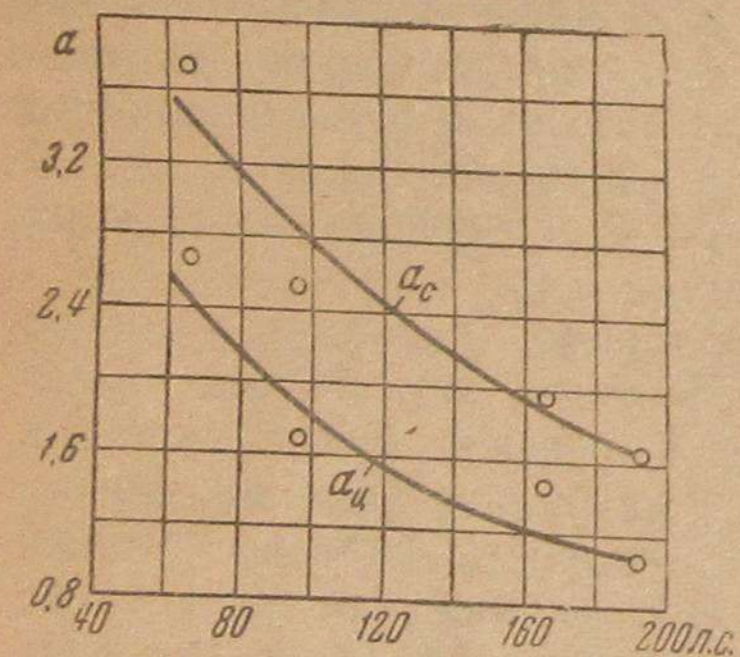
После этого на основании первого принципа термодинамики напишем уравнение сгорания:

$$\xi Q_{общ} + (1 + L_g^r) m c_v' T_c + M_r m c_v'' T_c = M m c_v'' T_2, \quad (18)$$

где ξ — коэффициент выделения тепла;

$(1 + L_g^r) m c_v' T_c$ — количество физического тепла, в рабочей смеси в конце процесса сжатия;

$M_r m c_v'' T_c$ — количество физического тепла, содержащегося в остаточных газах в конце процесса сжатия;



Фиг. 3. Изменение коэффициента избыточного воздуха в смесителе α_c и в цилиндре $\alpha_{ц}$ в зависимости от изменения мощности N_e .

$M mc_v'' T_z$ — количество тепла, полученное в результате сжигания всего топлива;

M_r и M — количество кг-молей продуктов сгорания;

mc_v' и mc_v'' — молекулярные теплоёмкости.

Подставляя значение $Q_{обш}$ в формулу, получим:

$$\xi (g_n Q_p'' + H_r V_r) + (1 + L_g^r) mc_v' T_c + M_r mc_v'' T_c = M mc_v'' T_z. \quad (19)$$

По этому уравнению определится температура сгорания T_z .

Остальные параметры процесса могут быть определены по известным формулам теплового расчёта.

5. Особенность распыливания уменьшенных порций жидкого топлива в нефтегазовых двигателях

Количество нефти, подаваемой в цилиндр двигателя для зажигания смеси газа с воздухом, определяется возможностью воспламенения, работоспособностью топливной аппаратуры (насос, форсунка) и требованием, предъявляемым к величине мощности, развиваемой двигателем.

Собственно, само зажигание хорошо смешанного газа с воздухом может быть произведено от пламени мельчайшей капельки нефти, но подача её в камеру сгорания ограничивается работоспособностью топливной аппаратуры. Топливная аппаратура всех дизелей удовлетворительно работает при подаче порций жидкого топлива, обеспечивающих работу холостого хода двигателя. Опытным установлено, что сопротивление механизма двигателя при холостом ходе требует расхода нефти в 25% от расхода её при работе с полной мощностью. Выше, по данным фиг. 1, было установлено, что при газе с теплотворной способностью в 1000 кал/м^3 и при работе с нормальным для газовых двигателей избытком воздуха $\alpha = 1,25-1,3$ требуется добавка 25% нефти для получения смеси теплотворной способности, одинаковой с теплотворной способностью смеси воздуха с нефтью при работе дизеля с избытком воздуха $\alpha = 1,8$.

Таким образом, удовлетворение эквивалентности теплотворной способности рабочей смеси требует добавки такой порции нефти, которая обеспечивает работу холостого хода. В этом случае топливная аппаратура должна обеспечить удовлетворительное качество распыливания нефти, поэтому при переводе дизелей на бинарное топливо она может оставаться без изменения. В тех же случаях, когда основной задачей ставится получение минимального расхода жидкого топлива, топливную аппаратуру необходимо приспособлять к подаче уменьшенных порций, т. е. уменьшать её геометрические размеры по соображениям, которые выясняются при рассмотрении принципов распыливания топлива.

а) Распыливание сжатым воздухом (компрессорное)

При распыливании нефти сжатым воздухом в форсунке происходит смешение распыливаемой порции с воздухом, при этом

объём этой порции по сравнению с объёмом распыливающего воздуха является ничтожно малым. По этой причине скорость смеси нефти с воздухом в выходном сечении форсунки определяется массой распыливающего воздуха и почти не зависит от величины подаваемой порции нефти.

Таким образом в компрессорных дизелях, переведённых на работу бинарным топливом, качество распыливания будет практически одинаковым для всех величин порций топлива. Подача порции запального топлива наименьшего объёма будет определяться работоспособностью топливного насоса при отмеривании этих порций, причём чем меньше будет порция, тем больше порция распыливающего воздуха будет приобретать значение верхнего наддува, увеличивающего общий воздушный заряд цилиндра. Следовательно, увеличением использования производительности компрессора и порции распыливающего воздуха можно увеличить воздушный заряд цилиндра, а значит, мощность двигателя.

Используя обозначения, принятые выше, можем написать формулу для полного количества воздуха, участвующего в процессе горения нефтегазового компрессорного двигателя:

$$g_n L_d^H + L_d^r + L_{рас}, \quad (20)$$

где $L_{рас}$ — количество кг-молей распыливающего воздуха.

С увеличением значения последнего члена этого уравнения будет увеличиваться воздушный заряд, но распыливающий воздух подаётся в процессе горения; следовательно, в период всасывания в цилиндр должна подаваться смесь в весьма обогащённом состоянии, с тем, чтобы конечный избыток воздуха был наименьшим возможным. Обычно в компрессорных двигателях добавка распыливающего воздуха составляет 5% от воздуха, поступающего в цилиндр в период всасывания. Производительность же компрессора может обеспечить подачу воздуха до 10—15%. Следовательно, мощность компрессорного двигателя при равных прочих условиях может быть увеличена наддувом через форсунку до 15%. Распыливающий воздух, поступая в цилиндр, охлаждает стенки камеры горения, входящие в неё детали и воздушный заряд вследствие понижения температуры в процессе расширения от начального давления распыливания до давления в камере горения. Благодаря наличию такого явления скорость горения в камере компрессорного дизеля будет ниже, чем в камере бескомпрессорного дизеля при тех же условиях. По этой причине при полной нагрузке и перегрузке явления детонации будут проявляться реже или не будут проявляться совсем. С увеличением подачи весового количества распыливающего воздуха охлаждающий эффект будет увеличиваться.

б) Бескомпрессорное распыливание

По способу распыливания бескомпрессорные дизели делятся на дизели с распыливанием струйным и дизели с распыливанием форкамерным. Особенностью дизелей со струйным распыливанием

является то, что топливная аппаратура обеспечивает давление нефти перед началом распыливания в 250—350 ат. Такое давление обеспечивает в выходном сечении сопла высокую скорость и минимальный диаметр части распыливаемой нефти. Последнее обстоятельство создаёт благоприятные условия для самовоспламенения жидкого топлива при наименьших температурах воздуха в конце сжатия. Давление сжатия в этих дизелях обычно бывает равным 28—32 ат.

В форкамерных же дизелях нефтяные насосы создают давление в 80—120 ат, при этом нефть распыливается сначала в предварительную камеру, в которой частично сгорает, давление газов увеличивается, а несгоревшая часть нефти газами высокого давления распыливается в основную камеру горения. Следовательно, распыливание основной части топлива производится газом высокого давления, и этим процесс приближается по качеству к распыливанию сжатым воздухом. Вследствие пониженного давления нефти в насосе первоначальное распыливание в форкамере получается плохим, самовоспламенение затрудняется, в особенности в период пуска. Поэтому с целью обеспечения безотказного самовоспламенения нефти при пуске в этих двигателях давление в конце сжатия принимается в 36—38 ат.

Скорость сгорания газовых смесей значительно выше скорости сгорания смеси нефти с воздухом, поэтому в дизелях, переведённых на работу с бинарным топливом, наблюдается интенсивное нарастание давления и при высоких значениях давления сжатия может достигнуть опасных для прочности механизма значений. Выше было установлено, что снижать давление сжатия ниже давлений, обеспечивающих самовоспламенение, нельзя.

Опытом установлено, что таким давлением является давление в 26—28 кг/см². Таким образом, при переводе дизелей на нефтегазовое топливо давление сжатия необходимо снижать только в форкамерных дизелях.

Воспламенение смеси жидкого топлива или газа с воздухом получается в том случае, когда температура в камере сжатия значительно выше температуры самовоспламенения этих смесей.

С уменьшением объёма подаваемой порции нефти на один рабочий цикл скорость истечения её из сопла форсунки уменьшается, а радиус частиц увеличивается.

Скорость истечения нефти из форсунки может быть определена по формуле неразрывности струи:

$$C_m = \frac{G}{\varphi f j_m} \text{ м/сек,} \quad (21)$$

а радиус частицы — по формуле Трибнинга, обеспечивающей величины, приближающиеся в некоторой мере к величинам, получаемым при опытах:

$$r = \frac{2a}{\psi j_b C_m^2} \text{ м,} \quad (22)$$

где G — секундный расход нефти в t ;

f — площади проходного сечения в m^2 ;

j_m — удельный вес топлива в t/m^3 ;

φ — коэффициент сужения струи;

a — сила поверхностного натяжения, равная 0,003 кг/м;

ψ — коэффициент, характеризующий форму тела, обтекаемого воздухом, равный 0,00408;

j_b — удельный вес воздуха.

Величины скорости истечения и радиуса капельки, определённые по этим формулам для форкамерного дизеля Бенц мощностью в 200 л. с., сведены в табл. 3.

Таблица 3

	Количество подаваемой нефти за один ход плунжера в % от количества, необходимого для полной мощности					
	100	50	30	25	20	10
C_m в м/сек	108	54	32,2	26,9	21,5	10,8
r в мм	0,0095	0,0395	0,1105	0,158	0,249	0,98

Анализируя данные табл. 3, видим, что при уменьшении порции нефти, приходящейся на одну подачу, до 25% скорость истечения уменьшается в 4 раза, а радиус частицы увеличивается в 16 раз, т. е. обратно пропорционально квадрату скорости.

Таким образом, уменьшение объёма подаваемой порции нефти и необходимость в снижении давления сжатия в дизелях, в особенности в форкамерных, приводит к увеличению времени для прогрева частиц нефти до температуры самовоспламенения.

В дизелях, переводимых на работу бинарным топливом, это достигается увеличением величины угла опережения подачи нефти.

В форкамерных дизелях вследствие низкого давления впрыскивания энергия впрыскивания даже при подаче полной порции нефти невелика. Поэтому при уменьшении порции топлива энергия впрыскивания настолько уменьшается, что нефть вытекает из форсунки в виде сплошной струи.

Камера сжатия в форкамерном дизеле делится на две части, которые соединяются каналом через отверстия распылителя; при этом в процессе сжатия в первой основной части камеры сжатия нарастание давления идёт быстрее, чем во второй части, собственно в форкамере, вследствие наличия сопротивления в соединительном канале. Разность создаёт условия для перетекания воздуха из основной камеры в форкамеру. По этой причине в первый период впрыскивания топлива в форкамеру частицы нефти завихриваются и раздробляются на более мелкие, причём, чем больше будет сужение соединительного канала, тем больше получается скорость и тем мельче распыливание. Следовательно, увеличение проходного сечения соединительного канала приведёт к ухудшению распыливания нефти.

Как показал опыт, неохлаждаемые распылители, соединяющие форкамеру с основной камерой горения, в дизеле Бенц служат источником воспламенения рабочей смеси в период всасывания при работе с мощностью в 60—70%. Получение от двигателя больших мощностей возможно только при изъятии распылителей. Изъятие же распылителей приводит к уменьшению перепада давлений между камерами сжатия и к ухудшению качества распыливания. Критерием изменения качества распыливания будет служить изменение скорости и энергии истечения.

Скорость и энергия истечения могут быть определены из следующих формул, приводимых в самом общем виде:

$$W = \frac{G_{\text{сек}} V}{f}; \quad (23)$$

$$\varepsilon = G_{\text{сек}} \frac{W^2}{2g}, \quad (24)$$

где $G_{\text{сек}}$ — секундный расход газа;

V — удельный объём газа;

f — площадь выходного сечения.

Если принять размеры площадей отверстия, соединяющего объём форкамеры с основным объёмом камеры сжатия в двигателе Бенц при наличии распылителя и без него, то получаем, что при изъятии распылителя площадь выходного сечения увеличивается в 2,6 раза.

Очевидно, при равных прочих условиях перетекания газа из камеры сжатия в форкамеру и обратно скорость уменьшится обратно пропорционально изменению площадей, а энергия истечения уменьшится пропорционально квадрату скорости.

Это приводит к тому, что распыливание жидкого топлива в форкамерном двигателе, переведённом на работу бинарным топливом, ухудшается как в самой форкамере в начальный период подачи нефти, так и в основной камере горения топлива, не сгоревшего в форкамере.

С увеличением площади проходного сечения канала, соединяющего объём форкамеры с объёмом основной камеры сжатия, форкамерный двигатель по своему рабочему процессу приближается к типам двигателей с разделённой камерой сгорания, но с подачей нефти не в большую основную камеру горения, а в меньшую, используя её как аккумулятор.

Этот процесс требует отдельно практического и теоретического изучения. Интересным является также и то, всё ли топливо сгорает в меньшей камере, т. е. форкамере, или нет. Так как в цилиндр в период всасывания поступает готовая рабочая смесь, то можно допустить, что к началу впрыскивания жидкого топлива в обеих камерах будет смесь одинакового качества. Если это так, то, очевидно, топливо, поступившее в форкамеру, сгорит в таком количестве, которое обеспечивается в ней свободным кислородом, а остальная часть будет газами повышенного давления распылена в основную камеру горения.

При подаче уменьшённых порций нефти качество распыливания её может быть сохранено уменьшением выходных сечений в распылителе форсунки, а качество работы топливного насоса — соответственным уменьшением геометрических размеров его деталей (плунжер, втулка и др.).

Что же касается устранения факторов, влияющих на ухудшение работы самой форкамеры, то устранение их связано с заменой крупных деталей (крышка), что приведёт к затруднению в переводе дизелей на работу бинарным топливом.

6. Результаты испытания компрессорного дизеля Литценмейер по дизельгазовому процессу

а) Схема и основная характеристика дизельгазогенераторной установки

Схема дизельгазогенераторной установки представлена на Фиг. 4.

Испытанию был подвергнут одноцилиндровый двигатель типа Литценмейер с распыливанием нефти сжатым воздухом.

Характеристика двигателя следующая:

Мощность эффективная	$N_e = 75$ л. с.
Диаметр цилиндра	$D = 410$ мм.
Ход поршня	$s = 670$ мм.
Число оборотов	185 об/мин.
Распыливание нефти	сжатым воздухом через открытую форсунку типа Литценмейер.

Дизельгазогенераторная установка работает по принципу газосасывания.

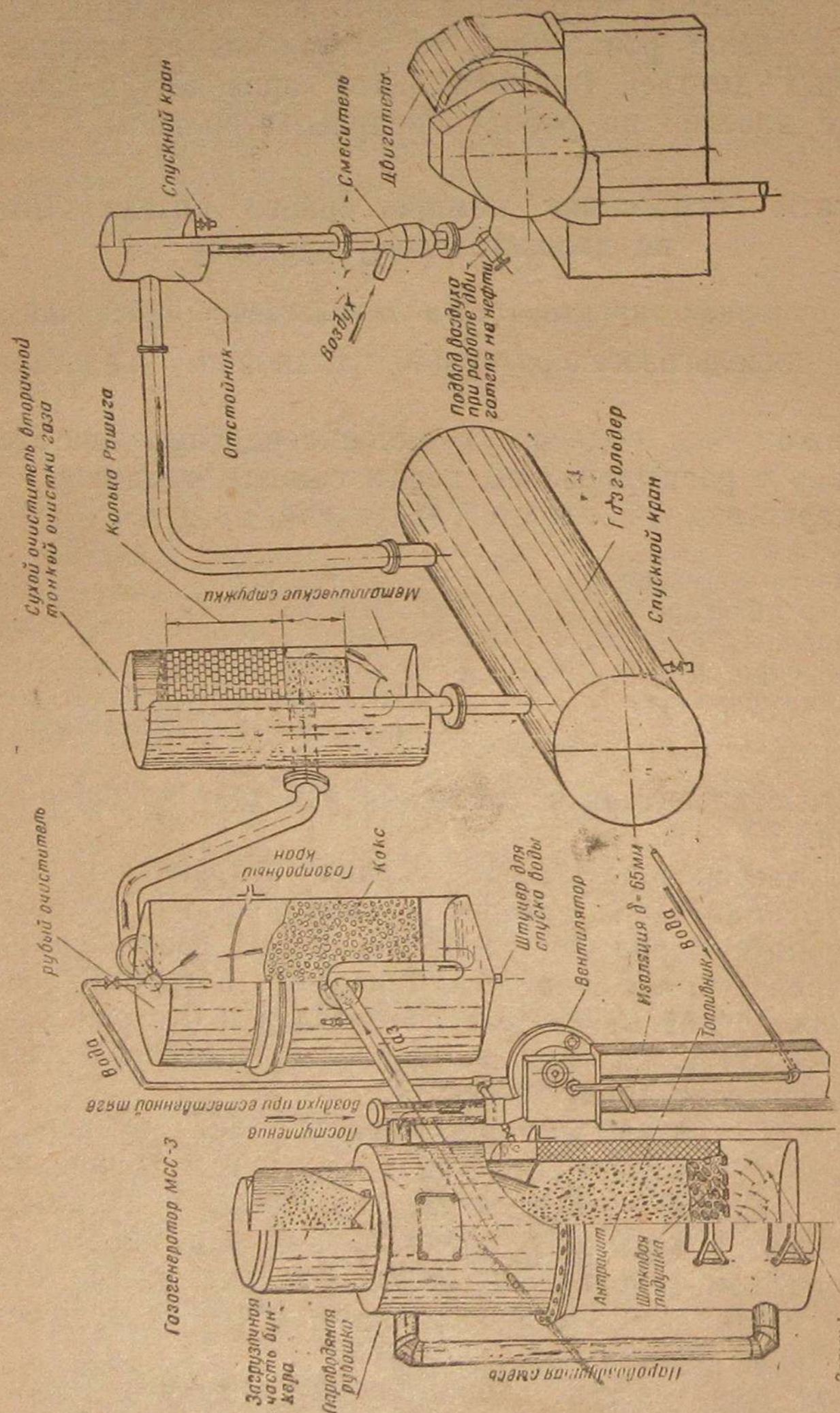
Газ получается в результате сгорания антрацита в газогенераторе конструкции Наркомречфлота типа МССЗ-1, который работает по прямому процессу газификации. Из газогенератора, как указано стрелками на схеме, газ поступает в грубый очиститель, а потом через сухой очиститель, газгольдер и отстойник в смеситель и в двигатель. Принцип работы всей газогенераторной установки хорошо выясняется из Фиг. 4.

Антрацит загружается в загрузочную часть бункера, откуда после опускания конуса ссыпается в шахту и в топливник, где и происходит сгорание антрацита. Воздух вместе с парами воды из зарубашечного пространства, образованного в верхней части генератора, поступает под колосниковую решётку, а газ отбирается из верхней части газогенератора. Таким образом осуществляется мокровоздушный процесс газификации.

Топливом для газогенератора служит антрацит марок АМ и АК. Газогенератор выполнен в виде сварной конструкции из двух частей, соединённых болтами. Топливо опирается на литую чугунную колосниковую решётку, которая имеет привод для встряхивания. Нижняя часть газогенератора служит зольником. Грубый очиститель заполняется коксом или пористым шлаком, который в процессе работы смачивается водой, а сухой очиститель заполняется кольцами Рашига.

Для работы на газе двигатель оборудован смесителем эжекторного типа и вентилем для подвода воздуха, который открывается только при работе на одной нефти.

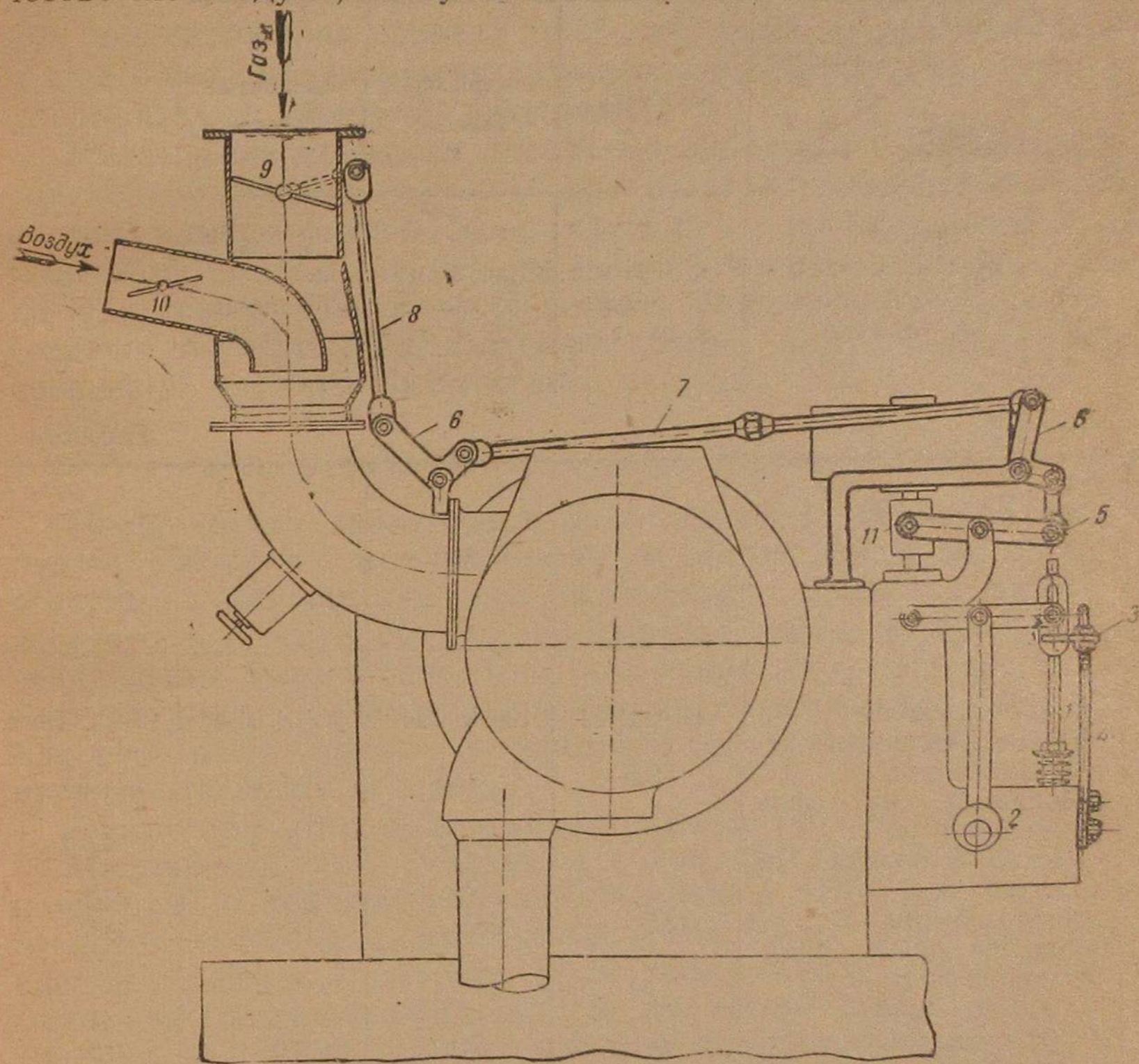
На фиг. 5 изображена схема регулирования. Принцип работы по этой схеме заключается в следующем: плунжер топливного на-



Фиг. 4. Схема установки дизеля Литценмейер с газогенератором.

соса 1 приводится рычагом от эксцентрика 2. Величина хода плунжера ограничена планкой 3, закреплённой двумя гайками на стойке 4; при этом верхний конец плунжера отделён от коромысла 5 регулятора. Величина подаваемого топлива устанавливается ограничителем так, чтобы двигатель развивал рабочее число оборотов при холостом ходе и при отключённом регуляторе.

Коромысло 5 центробежного регулятора соединяется с рычагом 6 и через систему тяг 7 и 8 с дроссельной заслонкой 9. Количество воздуха регулируется дроссельной заслонкой 10. Регулирование газового топлива в зависимости от изменения полезной нагрузки осуществляется следующим образом: когда муфта регулятора 11 опускается вниз, то системой рычагов 6 и тяг 7 и 8 дроссельная заслонка открывает проход газу в смеситель. Количество же воздуха, поступающего в смеситель, определяется поло-



Фиг. 5. Схема регулирования двигателя Литценмейер.

жением дроссельной заслонки 10, которое устанавливается вручную при условии работы дизеля с нормальными оборотами без стуков, обусловливаемых высоким давлением вспышек при полной нагрузке.

б) Испытание дизеля на нефти

До начала работ по переводу дизеля на дизельгазовый процесс были найдены наиболее выгодные величины фаз распределения рабочих клапанов, которые приводятся в табл. 4. В процессе этой работы оказалось также необходимым увеличение давления сжатия с 26 до 31 ат, потому что до этого двигатель не развивал даже 50% своей номинальной мощности.

После установки фаз распределения по табл. 4 двигатель развивал наибольшую возможную мощность и работал с совершенно бесцветным выхлопом. Последнее служило мерилем качества работы двигателя и окончания регулировочных работ. Далее двигатель был испытан при разных нагрузках на нефти. Результаты испытания приведены в табл. 5.

Таблица 4

Наименование клапана	Форсунка	Всасывающий клапан	Выхлопной клапан
Начало открытия клапана	7° до в. м. т.	8° до в. м. т.	21° до н. м. т.
Конец открытия клапана	22° после в. м. т.	25° после н. м. т.	23° после в. м. т.

Таблица 5

№ по пор.	№ опытов	Данные опыта			
		10	12	14	16
1	Дата испытания	14/IX 1942	15/IX 1942	16/IX 1942	17/IX 1942
2	Продолжительность испытания в час.	0,5	0,5	0,5	0,5
3	Мощность на валу двигателя в л. с.	61,1	42,2	25,4	17,3
4	Расход топлива на 1 л. с. ч. в г	260	300	385	460
5	Число об/мин	185	185	185	185
6	Температура охлаждающей воды в °С				
	а) входящей	15	17	17	17
	б) выходящей	—	54	70	68
7	Температура окружающего воздуха в °С	20	19	20	18
8	Температура выхлопных газов в °С	476	295	202	165
9	Состав выхлопных газов в %				
	а) CO ₂	8,25	6,16	4,2	3,3
	б) O ₂	9,05	12,54	14,6	15,85
10	Коэффициент избытка воздуха	1,7	2,38	3,05	3,85

Из данных табл. 5 видно, что мощность в 61,1 л. с. является наибольшей. Эта мощность в качестве наибольшей возможной для данного двигателя принята потому, что при дальнейшем увеличении нагрузки появлялась дымность выхлопа, возрастал расход

нефти на 1 э л. с., а коэффициент избытка воздуха получался ниже средних значений.

Как видно из этой таблицы, расход нефти для наибольшей мощности получен в 260 г/э л. с.-ч., т. е. значительно больше, чем расходуют обычные дизели.

Однако эта величина расхода является характерной для дизелей этого типа. Температура выхлопных газов при полной нагрузке доходит до наибольшего значения, поэтому дальнейшее увеличение подачи топлива привело бы к догоранию по линии расширения, к еще большему увеличению температуры выхлопных газов, а следовательно, к перегреву двигателя.

Уменьшение мощности дизеля по сравнению с номинальной заводской объясняется тем, что при отливке новой крышки конфигурация камеры горения была отлита не по форме головки поршня. Проточкой же головки поршня и внутренней поверхности крышки не удалось устранить этот дефект, поэтому в камере горения созданы по периферии цилиндра объёма воздуха, в которые не проникают частицы распылённого топлива.

в) Испытание дизеля по дизельгазовому процессу

После снятия характеристики с дизеля на нефти он был пущен в работу по дизельгазовому процессу, при этом фазы распределения рабочих клапанов изменялись последовательно для всех органов как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения. Этим было установлено, что наибольшую мощность двигатель развивает с фазами распределения, установленными по табл. 4 для работы на нефти, с которыми и были проведены испытания по дизельгазовому процессу.

Результаты этих испытаний сведены в табл. 6.

По данным табл. 6 видно, что при присадке нефти в 16,5% и при газе с теплотворной способностью в 1284 кал/м³ получена мощность в 55,3 л. с. Это составляет 90,5% от мощности, развиваемой на нефти. При присадке же нефти к газу в 43% (опыт 17) мощность составила 96%, но газ при этом имел теплотворную способность в 1020 кал/м³, а избыток воздуха в выхлопных газах составлял $\alpha = 1,45$.

Повышением теплотворной способности газа и снижением избытка воздуха, хотя бы до значения, полученного в опыте 9, будет снижен расход «запального» жидкого топлива и увеличена мощность до номинального значения. Это подтверждается опытами, проведёнными в период подготовки двигателя к сдаче в эксплуатацию, когда полная мощность была получена при работе на газе с теплотворной способностью в 1200 кал/м³ и при присадке 25—30% нефти.

На фиг. 6 дано полученное в опытах изменение мощности в зависимости от избытка воздуха, а на фиг. 7 — удельный расход «запальной» нефти.

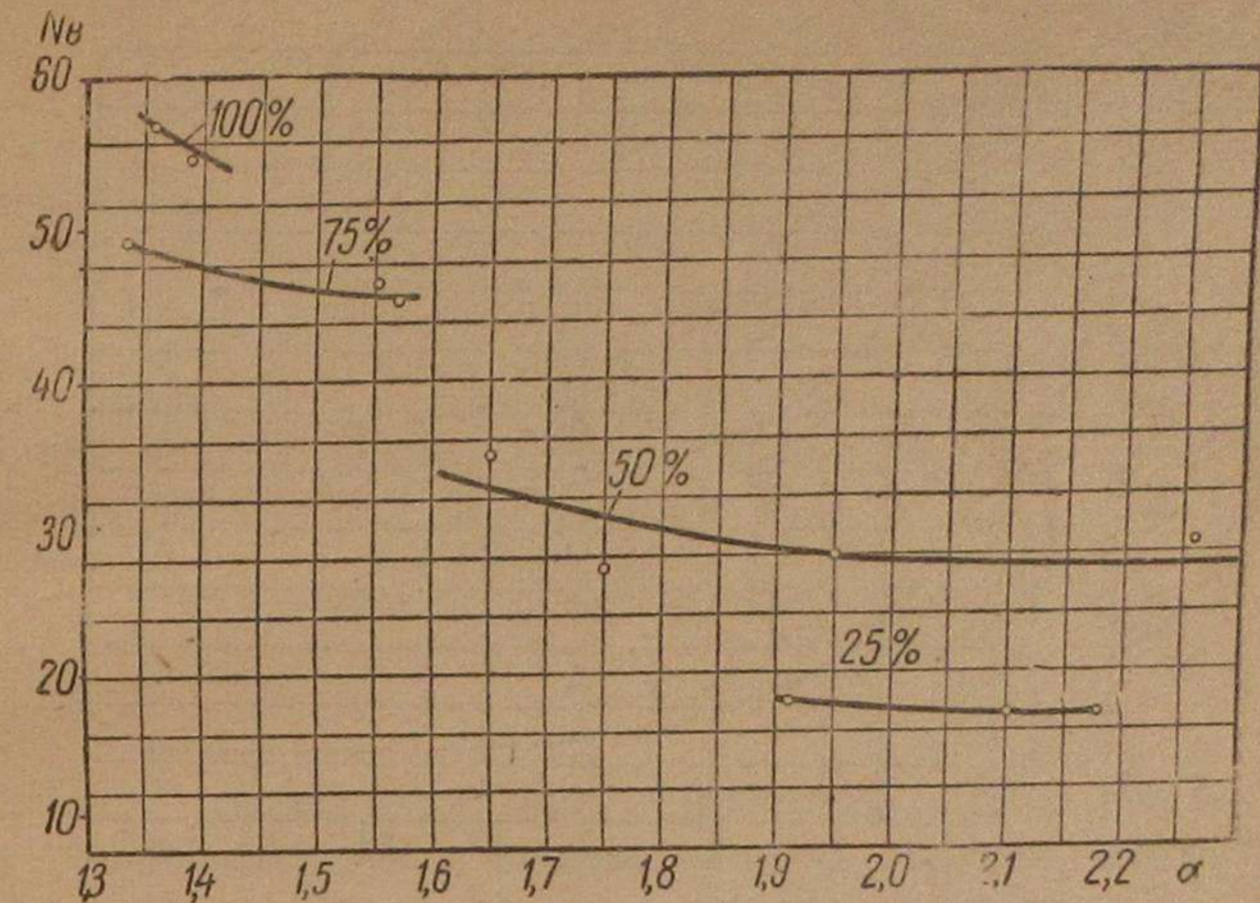
С уменьшением избытка воздуха круто возрастает кривая мощности и уже при $\alpha = 1,3$ она достигает наибольшего значения.

Таблица 6

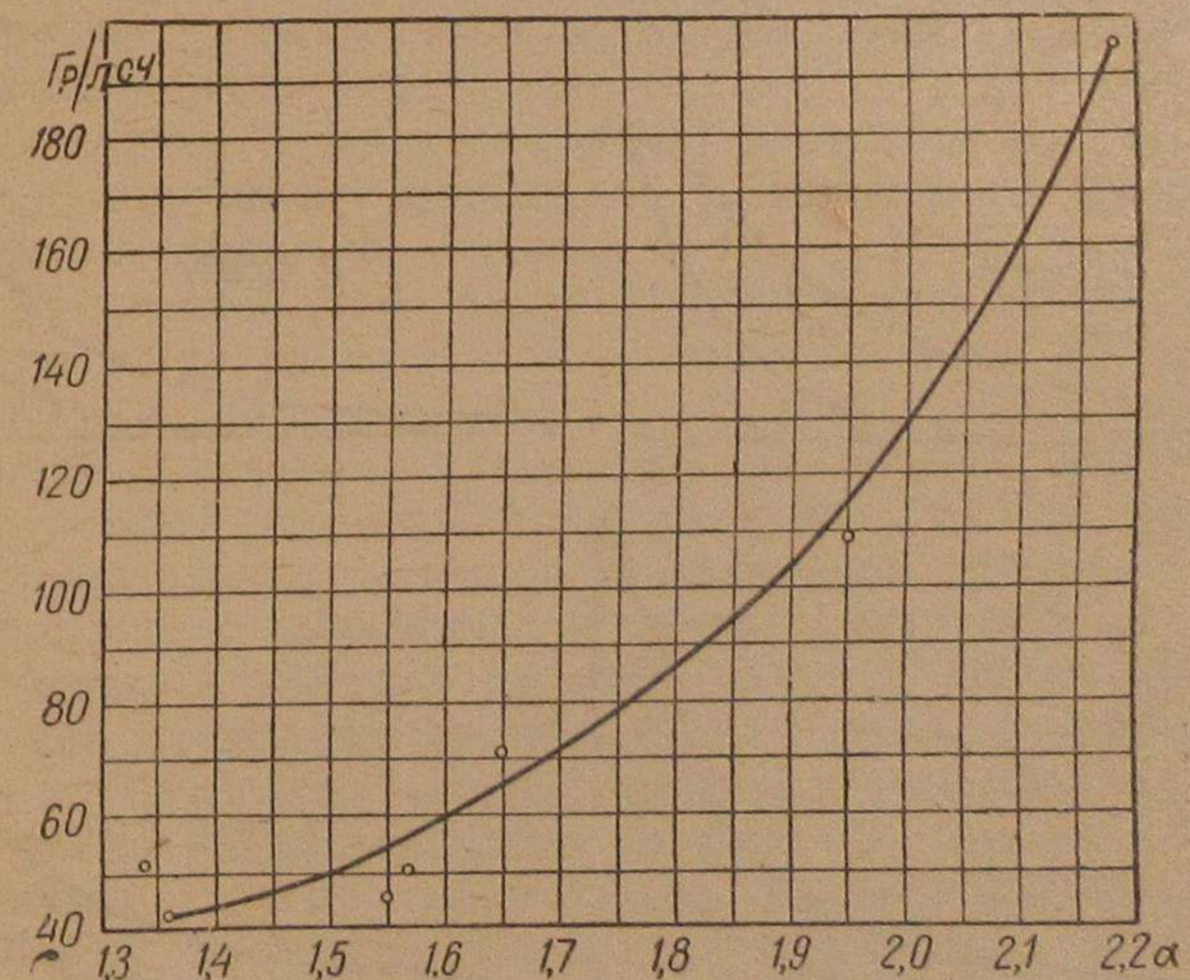
№ по пор.	№ опыта и дата	9	11	13	15	17
		14/IX 1942	15/IX 1942	16/IX 1942	17/IX 1942	18/IX 1942 с 16 ч. 50 м. до 17 ч. 50 м
1	Продолжительность опыта в час.	9,417	9,5	9,5	6,5	1,0
2	Мощность на валу двигателя в л. с.	55,3	45,8	28,8	17,0	58,5
3	Расход жидкого топлива на 1 л. с.-ч. в г.	43,0	45,0	104,0	190,0	111,5
4	То же, в % по отношению к полному расходу при работе на нефти	16,5	17,3	40,0	73,5	43,0
5	Число об/мин	175	181	186	185	184
6	Температура охлаждающей воды в °С:					
	а) входящей	15	15	17	17	17
	б) выходящей	46	49	60	63	52
7	Температура окружающей среды в °С	19,0	17,0	18,0	17,0	18,0
8	Температура выхлопных газов в °С	360	270	204	165	253
9	Состав выхлопных газов в %:					
	CO ₂	13,3	12,25	9,3	7,85	11,8
	O ₂	5,73	6,95	10,0	11,4	6,78
10	Коэффициент избытка воздуха в выхлопных газах	1,36	1,5	1,9	2,1	1,45
11	Разрежение после генератора в мм вод. ст.	31,0	30,0	27,0	5,0	17,6
12	Температура газа после газогенератора в °С	342	328	308	266	269
13	Сопротивление газогенераторной установки до смесителя в мм вод. ст.	158	130	100	80	—
14	Температура паро-воздушной смеси в °С	63	56	64	73	75
15	Состав газогенераторного газа:					
	CO ₂	6,90	5,50	7,4	7,70	6,70
	CO	20,54	23,0	23,7	21,3	16,73
	H ₂	8,30	10,0	13,0	11,4	8,38
	CH ₄	5,17	0,6	0,4	1,9	3,72
	N ₂	59,90	60,9	45,5	47,7	64,47
16	Коэффициент избытка воздуха в газогенераторе	0,44	0,4	0,4	0,46	—
17	Низшая теплотворная способность генераторного газа в кал/м ³	1284	1040	1090	1060	1020

Уменьшение избытка воздуха и присадочной запальной нефти при полной мощности приводит к увеличению давления вспышки (фиг. 8), которое при $\alpha = 1,26$ достигает 55—58 кг/см². Степень увеличения давления достигает $\lambda = 1,85$; двигатель работает жёстко и со стуками в механизме.

Такое увеличение давления вспышки может оказать разрушающее влияние на систему валопровода дизеля. Всё это приводит к тому, что величина коэффициента избытка воздуха, количество



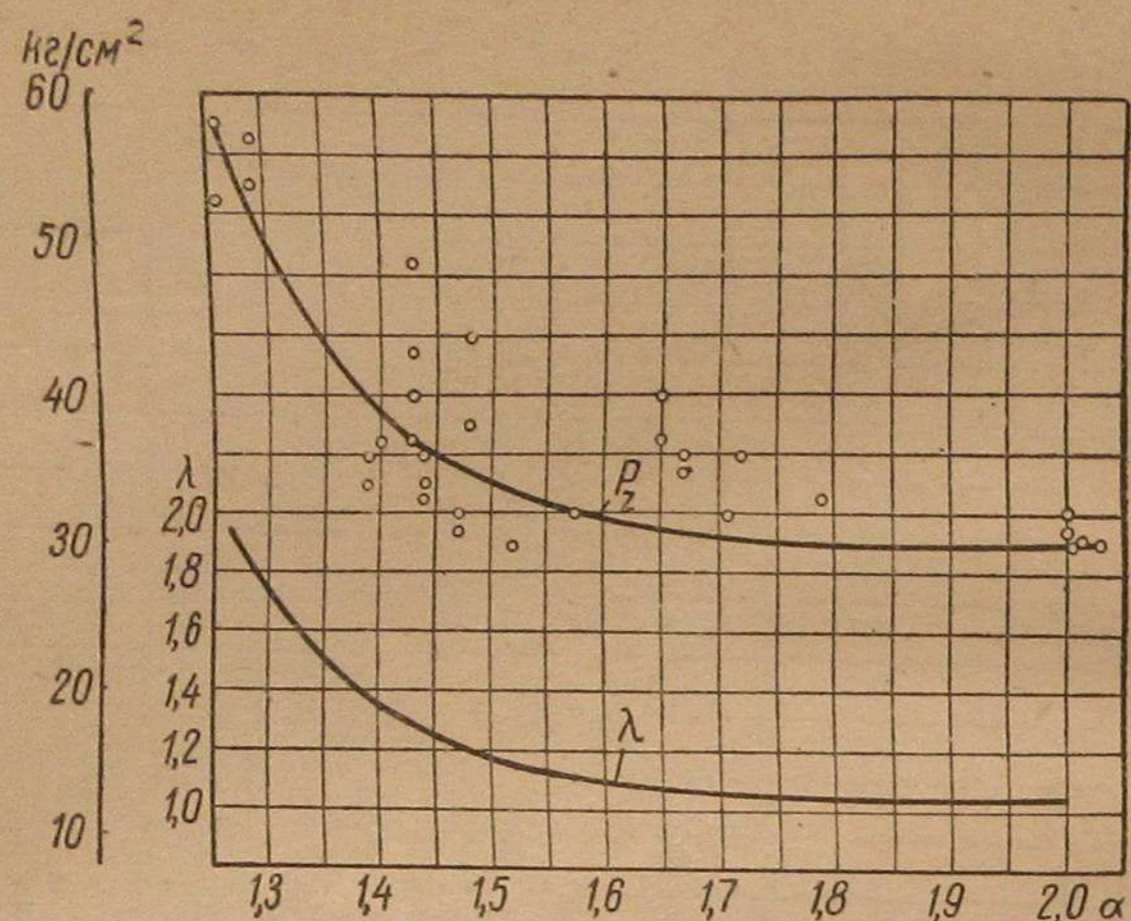
Фиг. 6. Изменение мощности двигателя в зависимости от изменения избытка воздуха в выхлопных газах α .



Фиг. 7. Удельные расходы нефти для запала.

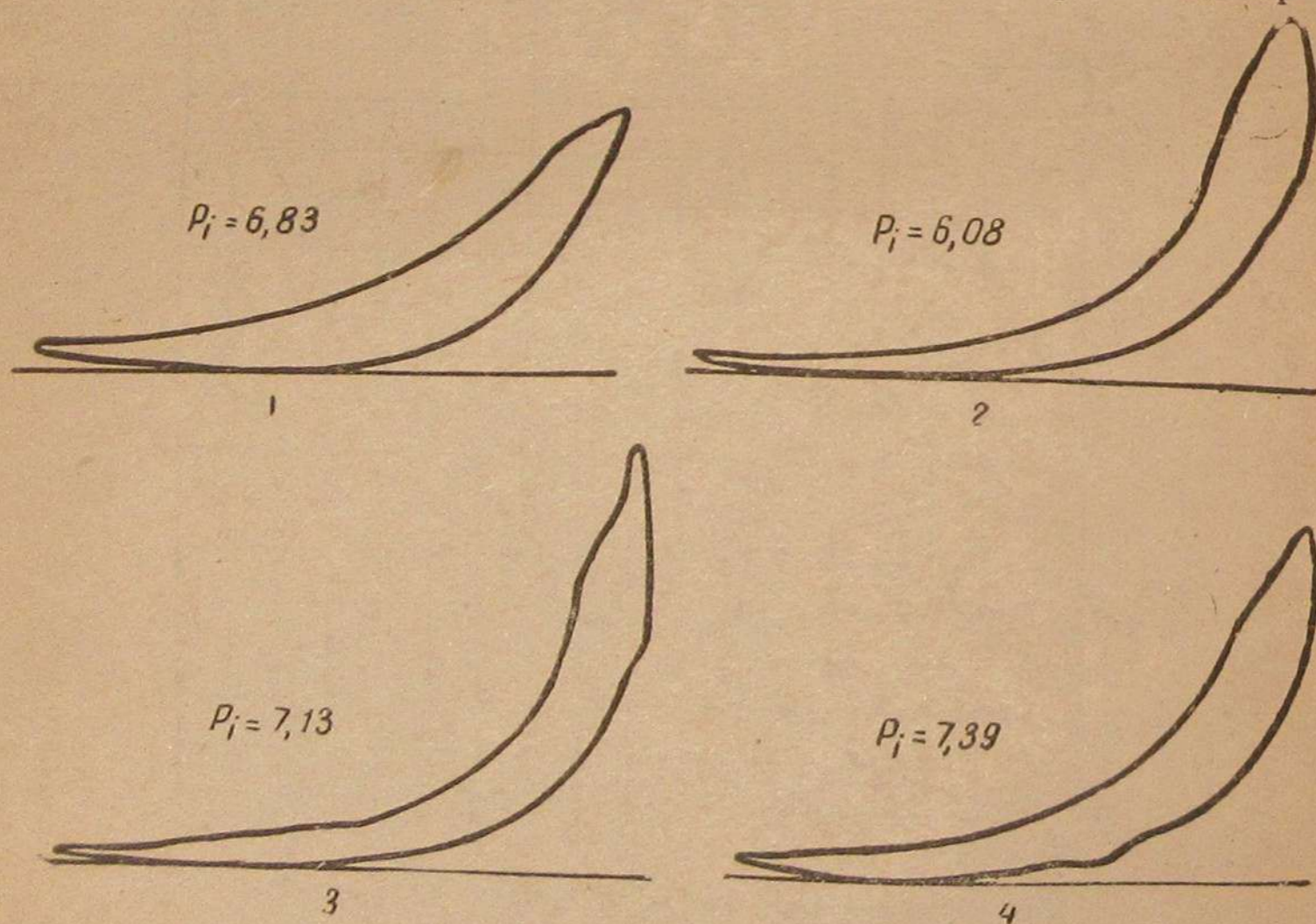
«запального» жидкого топлива и теплотворная способность газа должны увязываться так, чтобы давление вспышки незначительно превосходило нормально установленное и двигатель работал без стуков.

На фиг. 9 изображены индикаторные диаграммы, снятые при испытании двигателя по дизельному и дизельгазовому процессу, а в табл. 7 сведены данные избытка воздуха и характеристик процесса.



Фиг. 8. Давление вспышки в зависимости от избытка воздуха в выхлопных газах.

Коэффициент избытка воздуха определен по данным газового анализа из проб, взятых в момент съёмки индикаторных диаграмм.



Фиг. 9. Индикаторные диаграммы, снятые с двигателя Литценмейер при работе на нефти и на бинарном топливе.

Опережение подачи нефти во всех случаях равнялось 7° по углу кривошипа.

Таблица 7

№ по пор.	Наименование	Род топлива	Давление сжатия в кг/см^2	Давление вспышки в кг/см^2	Среднее индикаторное давление в кг/см^2	Коэффициент избытка воздуха	Давление распыливающейся воздуха в кг/см^2	Число оборотов в минуту
1	Индикаторная диаграмма № 1	Нефть	30	33	6,83	1,7	59	185
2	Индикаторная диаграмма № 2			43,5	6,08	1,5	57	180
3	Индикаторная диаграмма № 3			52,5	7,13	1,26	57	182
4	Индикаторная диаграмма № 4			43,0	7,39	1,43	58	180

Из табл. 7 видно, что при одинаковой процентной присадке жидкого топлива к газу и при равных прочих условиях с изменением избытка воздуха изменяются мощность и давление вспышки.

Уменьшение избытка воздуха на 16% приводит к увеличению мощности на 14,7% и к увеличению давления вспышки с 43,5 до 52,5 ат, т. е. на 20,7%.

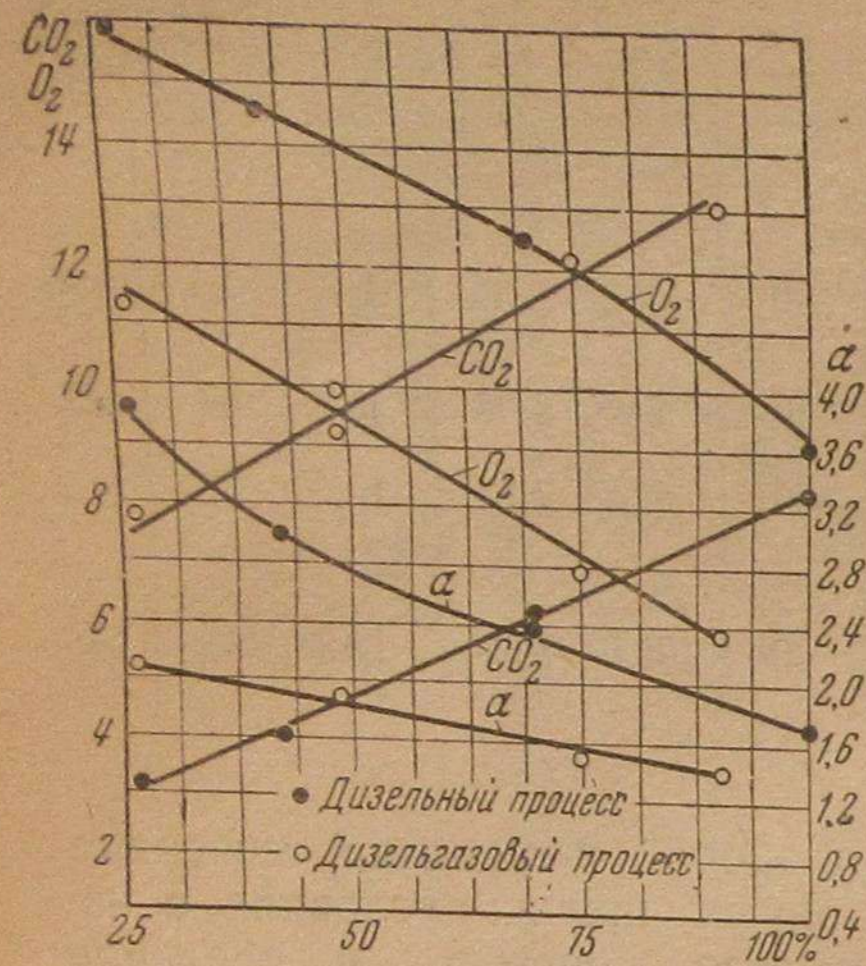
Обогащение рабочей смеси снижением избытка воздуха с целью увеличения мощности неразрывно связано с увеличением давления вспышки. Поэтому, если невозможно допустить работу двигателя с высокими давлениями вспышек, то необходимо увеличить процент присадки жидкого топлива к газу. Это хорошо подтверждается диаграммой № 4, по которой при присадке нефти в 33,5% давление вспышки равно 43 ат, а мощность на 8,2% выше мощности двигателя на нефти. Таким образом, если принять среднее индикаторное давление в $7,0 \text{ кг/см}^2$ для данного дизеля соответствующим полной его мощности на нефти, то оказывается, что для получения такого среднего давления при работе по дизельгазовому процессу с давлением вспышек в пределах 40—43 ат необходимо вводить добавку жидкого топлива около 30%.

Изменение характеристик продуктов горения в зависимости от изменения нагрузки при работе двигателя по дизельному и дизельгазовому процессу представлено на фиг. 10.

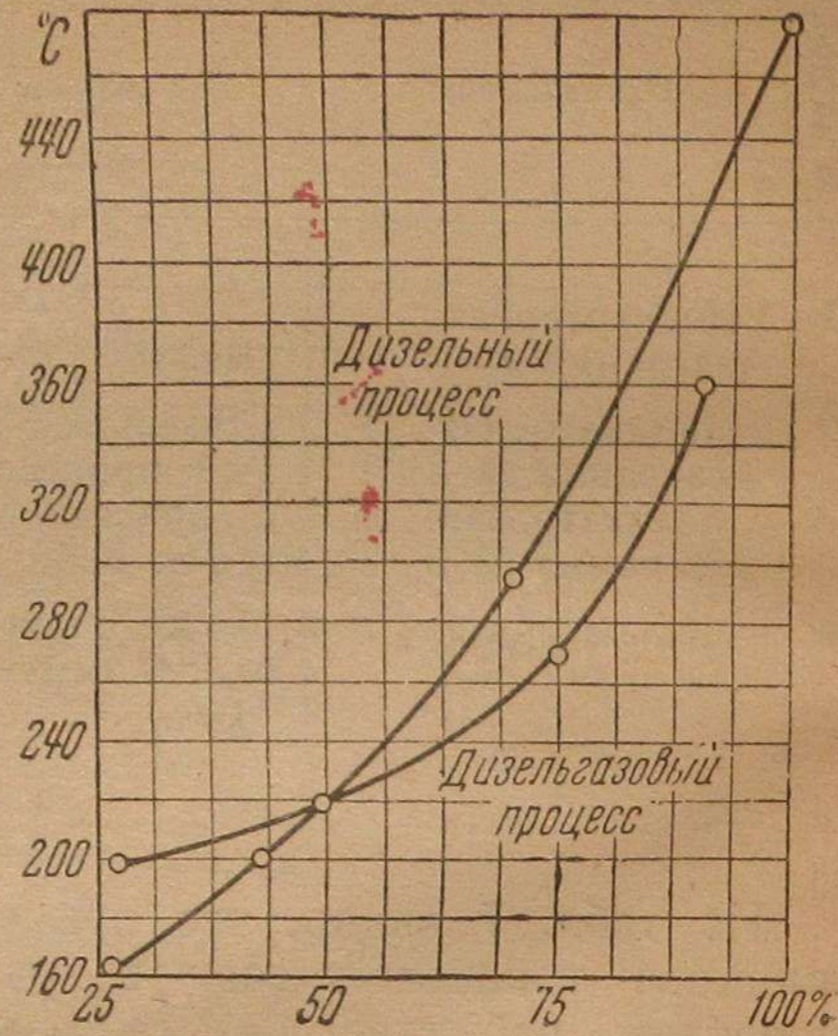
Содержание углекислоты в продуктах горения при работе по дизельгазовому процессу выше, чем при работе на нефти, при этом зависимость её от мощности идет по закону прямой линии.

Обратную, но одинаковую закономерность имеет изменение содержания кислорода в продуктах сгорания. При работе двигателя по дизельгазовому процессу коэффициент избытка воздуха при всех нагрузках лежит значительно ниже такового при работе по дизельному процессу. Это свидетельствует о том, что потеря

тепла с уходящими газами при работе по дизельгазовому процессу будет ниже.

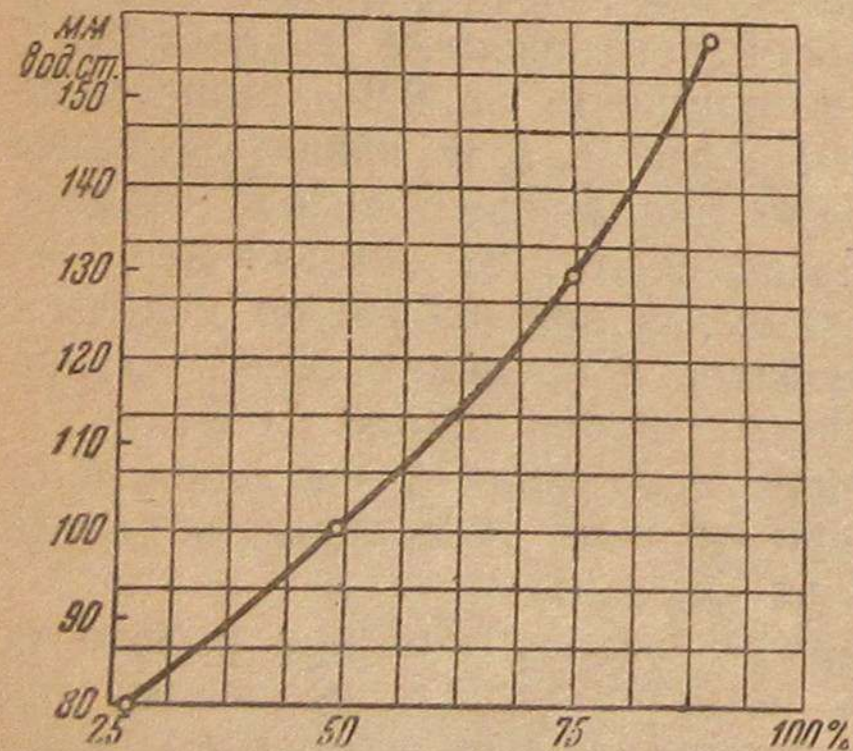


Фиг. 10. Изменение состава выхлопных газов в зависимости от изменения мощности

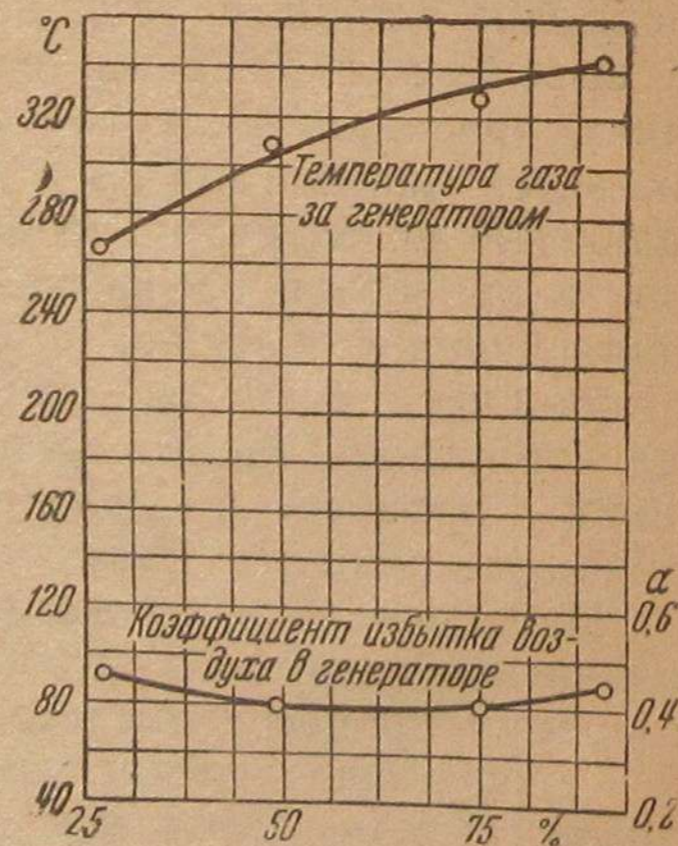


Фиг. 11. Изменение температуры отработанных газов в зависимости от изменения мощности.

Но подвод постоянного количества распыливающего воздуха в цилиндр оказывает при разных нагрузках разное влияние. Так,



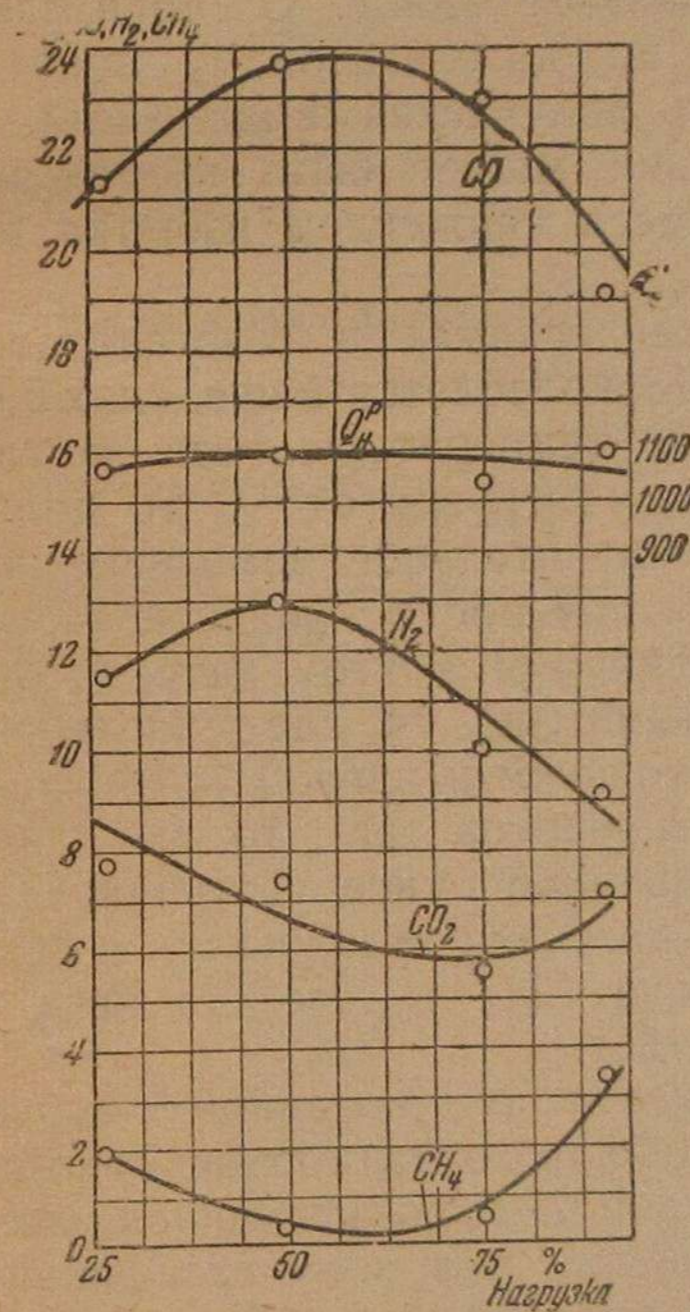
Фиг. 12. Изменение сопротивления газогенераторной установки до смесителя в зависимости от нагрузки двигателя.



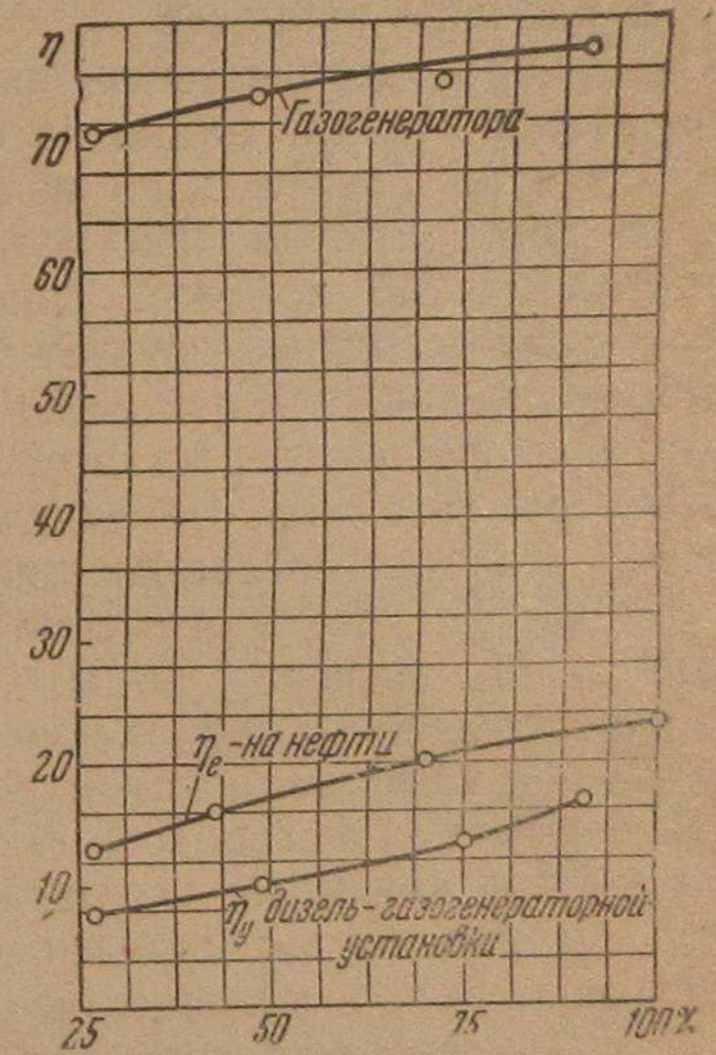
Фиг. 13. Изменение температуры газа за газогенератором.

например, при низких нагрузках отношение веса распыливающего воздуха к весу топлива будет больше, чем при высоких нагрузках.

По этой причине общая температура процесса при малых нагрузках будет ниже, а с увеличением нагрузки она будет возрастать и может наступить момент, когда влияние массы распыливающего воздуха на температуру процесса будет меньше других факторов. Одним из весьма серьезных факторов, влияющих на температуру процесса и в особенности на конечное её значение, является фактор догорания топлива на линии расширения. С увеличением нагрузки происходит увеличение подаваемого топлива, температура которого приближается к температуре расширившегося воздуха в сопловом отверстии форсунки, поэтому скорость горения



Фиг. 14. Изменение состава газа в газогенераторе в зависимости от изменения мощности.



Фиг. 15. Изменение к. п. д. дизельгазогенераторной установки в зависимости от мощности.

его замедляется, и процесс горения частично переносится на линию расширения. Этим и можно объяснить то, что на фиг. 11 кривая температуры уходящих газов при нагрузках до 50% на нефти идет ниже кривой температуры газов при работе по дизельгазовому процессу и наоборот — при более высоких нагрузках. Это особенно характерно для нагрузки в 75% (табл. 5 и 6), потому что мощность по опыту № 12 на нефти ниже мощности по опыту № 11 по дизельгазовому процессу на 3,6 л. с., а температура уходящих газов, наоборот, выше на 25°.

На мощность двигателя оказывает влияние величина весового заряда цилиндра, которая при работе двигателя по дизельгазовому

процессу меньше, чем при работе на нефти. На весовой заряд влияют температура и давление среды, засасываемой в цилиндр. Охлаждение газа производится в мокром и сухом очистителях и в ресивере, поэтому температура его значительно снижается, но она всё же на $20-25^\circ$ выше температуры окружающего воздуха, а поэтому температура смеси газа с воздухом после смесителя получается на $15-20^\circ$ выше температуры окружающего воздуха.

Сопротивление газогенераторной установки до смесителя показано на фиг. 12, которое при нагрузке в 25% имеет минимальное значение в 80 мм вод. ст., а с увеличением нагрузки оно возрастает и при полной мощности возрастает вдвое. Следовательно, весовой заряд дизеля при работе по дизельгазовому процессу будет меньше, а отсюда и мощность получается ниже. Снижение мощности под влиянием этих явлений может быть компенсировано за счёт обогащения рабочей смеси снижением избытка воздуха в рабочем процессе.

Изменение коэффициента избытка воздуха в газогенераторе незначительно и, как видно на фиг. 13, колеблется в пределах 0,4—0,45. На этой фигуре дано изменение температуры газа за газогенератором, которая при изменении нагрузки от $1/4$ до полной меняется от 265 до 345° . Такое незначительное изменение этих двух величин свидетельствует об устойчивости процесса газификации. Устойчивость процесса газификации в этом антрацитовом газогенераторе подтверждается кривыми фиг. 14, где теплотворная способность газа является почти постоянной и равной 1100 кал/м^3 . Что же касается составляющих компонентов газа, то, как видно на той же фигуре, процентное содержание окиси углерода CO и водорода H_2 примерно до 50%-ной нагрузки возрастает, а после начинает убывать. Содержание метана CH_4 в газе до нагрузки в 50—60% убывает, а потом возрастает.

Возрастание метанового компонента с указанной нагрузки объясняется влиянием повышения теплового состояния газогенератора и увеличения количества паров в паро-воздушной смеси, поступающей под колосниковую решётку и в зону газификации.

К. п. д. газогенератора довольно высокий (фиг. 15) и меняется в зависимости от изменения нагрузки незначительно; так, например, при 25%-ной нагрузке он равен 71%, а при нагрузке, близкой к 100%, составляет 78%.

7. Результаты испытания бескомпрессорного форкамерного дизеля Бенц типа RHMWM по дизельгазовому процессу

а) Конструкция и характеристика форкамерного дизеля Бенц

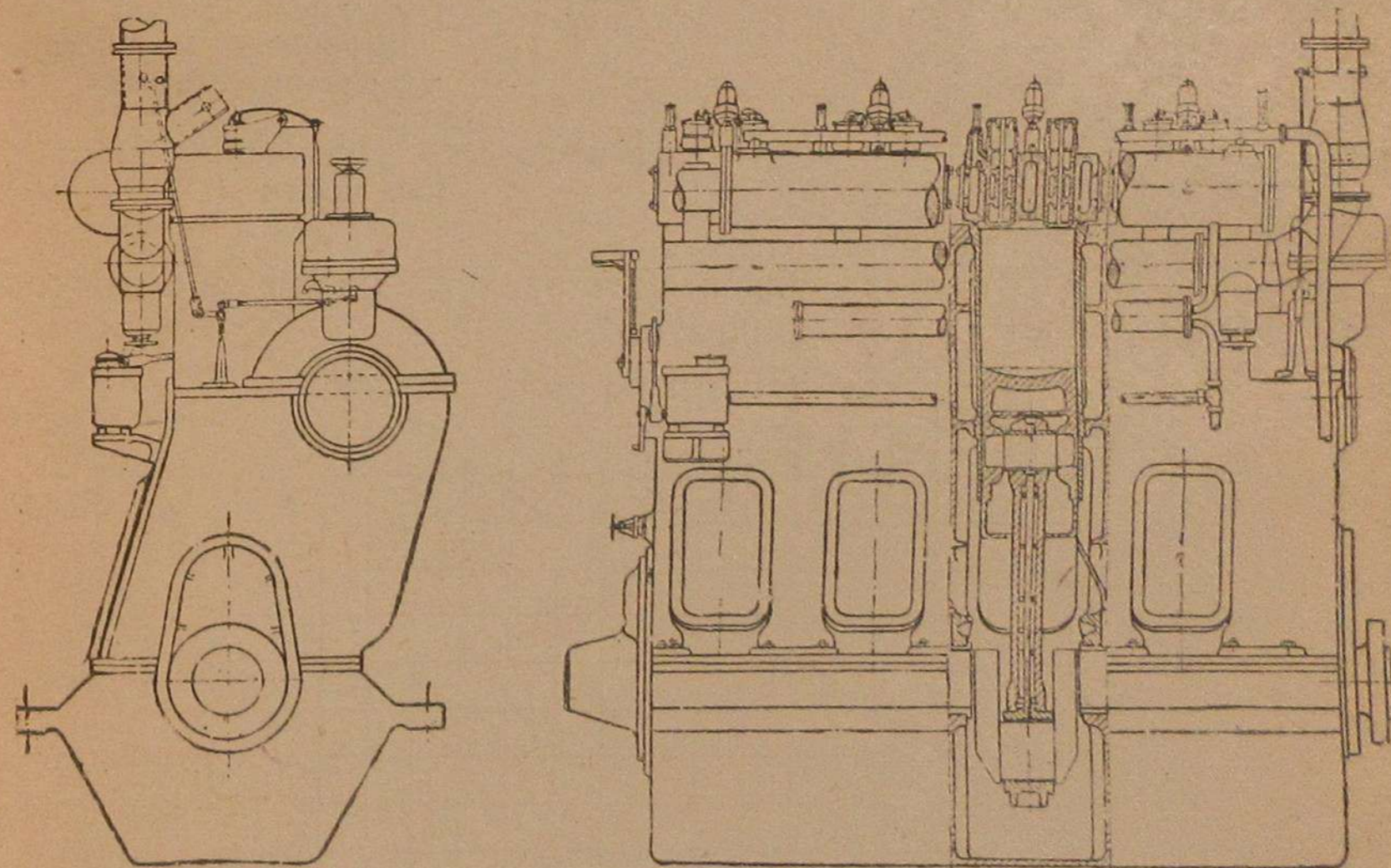
Двигатель Бенц имеет форкамерное распыливание нефти, которое, с одной стороны, должно лучше обеспечивать зажигание крупных капель нефти при подаче малых порций, а с другой, — должно порождать преждевременные вспышки богатых смесей вследствие каталитического действия накаливаемого распылителя форкамеры.

Каталитическое действие распылителей будет тем значительнее, чем выше температурный напор в конце сжатия. У двигателя Бенц давление в конце сжатия равно 38 кг/см^2 , следовательно, обеспечивается очень высокая температура рабочей смеси и распылителя форкамеры. Это обстоятельство должно учитываться при переводе форкамерных дизелей на дизельгазовый процесс.

Основная характеристика дизеля

Ход поршня	$S = 420 \text{ мм.}$
Диаметр цилиндра	$D = 285 \text{ мм.}$
Мощность в четырёх цилиндрах	$N_e = 200 \text{ л. с.}$
Число оборотов	$n = 300 \text{ об/мин.}$
Давление сжатия	$P_c = 38 \text{ кг/см}^2.$
Давление вспышки	$P_z = 45-48 \text{ кг/см}^2.$
Давление нефти в насосе	$P_n = 80 \text{ кг/см}^2.$
Опережение подачи нефти	$j = 18^\circ$ по углу кривошипа.
Всасывающий клапан {	открытие 10° до в. м. т.
	закрытие 40° после н. м. т.
Выхлопной клапан {	открытие 40° до н. м. т.
	закрытие 10° после в. м. т.
Пусковой клапан {	открытие 5° до в. м. т.
	закрытие 40° после в. м. т.

Общий вид конструкции двигателя с установкой газорегулирующей аппаратуры изображен на фиг. 16. Для работы двигателя



Фиг. 16. Общий вид дизеля Бенц с установкой газорегулирующей аппаратуры.

по дизельгазовому процессу к нему добавлены общий смеситель, присоединённый через переходное колено к воздушному коллектору, и тяги, связывающие регулятор с газорегулирующей заслонкой.

Перед началом работ по переводу двигателя на дизельгазовый процесс с него снята характеристика при фазах распределения рабочих клапанов и насосов с форсунками, рекомендуемых заводской инструкцией.

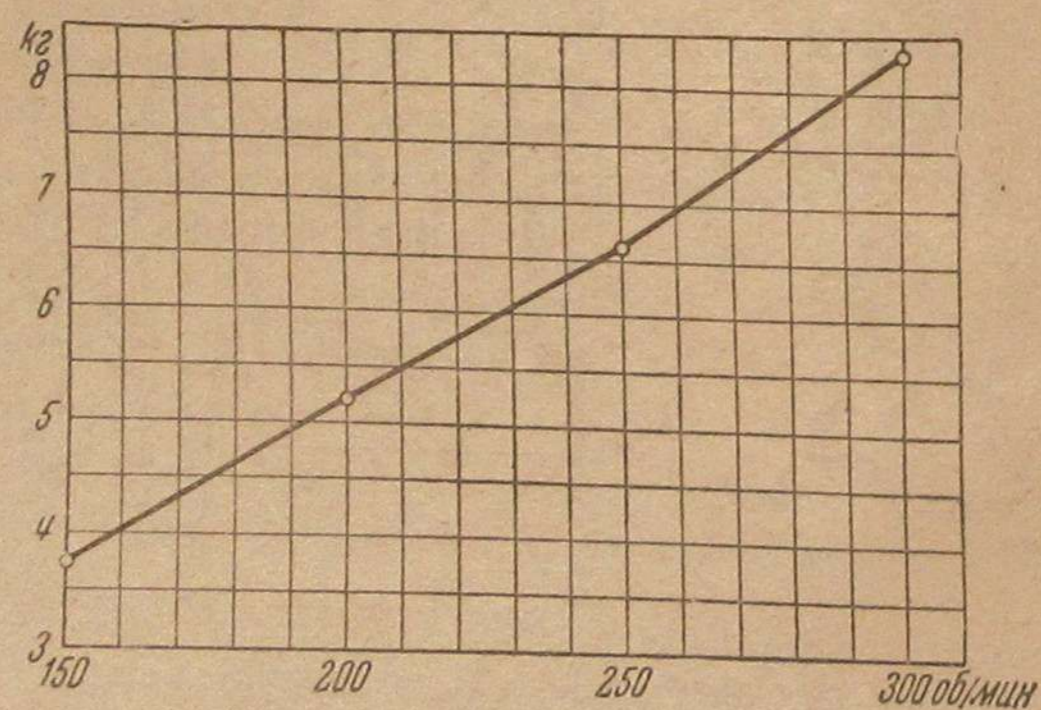
Сектор пускового рычага был разделён на восемь частей так, что при установке пускового рычага в первое деление и при отключении регулятора от насосов двигатель работает вхолостую устойчиво и бездымно.

При работе дизеля с положением пускового рычага на каждом из делений определён часовой расход нефти, который приведён в табл. 8.

Таблица 8

Положение пусковой ручки	Расход нефти двигателем в кг/час	Отношение расхода нефти, соответствующее данному положению, к расходу её при работе с полной мощностью в %	Нагрузка в % от полной	Примечания
Стоп № 1	0,0 8,5	0,0 22,4	— Холостой ход и 100%	Всю полезную мощность двигатель развивает на газе Двигатель развивает полную мощность, при этом недостающая часть потребного количества тепла покрывается газом Двигатель работает на нефти
№ 2	11,4	30	100	
№ 3	15,2	40	100	
№ 4	19,0	50	100	
№ 5	22,8	60	100	
№ 6	30,4	80	100	
В работе	38,0	100	Полная мощность	

На фиг. 17 изображена зависимость расхода нефти от оборотов для работы холостого хода двигателя.



Фиг. 17. Часовой расход нефти двигателя Бенц $N_e = 200$ л. с. при работе на холостом ходу в зависимости от изменения оборотов.

Следует заметить, что для всех значений оборотов подача нефти на один рабочий цикл при холостой работе остаётся почти

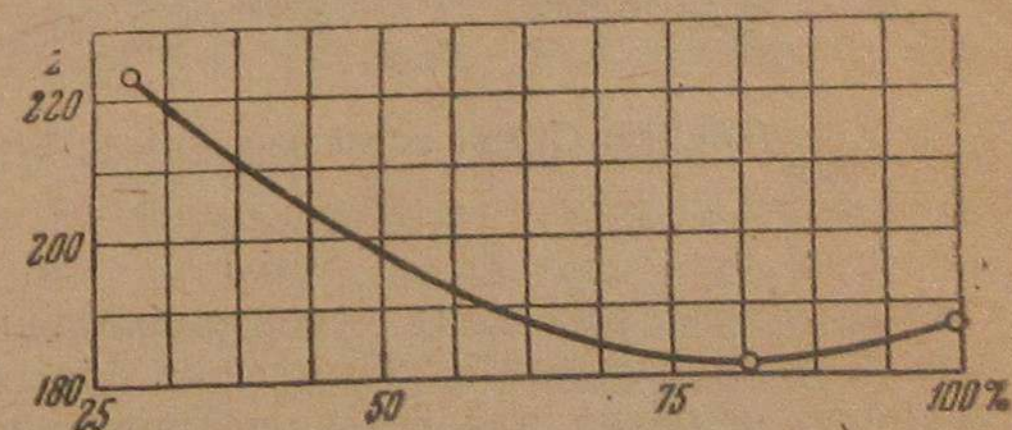
неизменной, а полученный часовой расход — наименьшим. Очевидно, что дальнейшее уменьшение подачи нефти насосами приведёт к тому, что на холостом ходу двигатель должен будет работать на смеси нефти с газом, а регулятор управлять обоими видами топлива.

Результаты опытов над дизелем при работе на одной нефти сведены в табл. 9.

Таблица 9

№ по пор.	Данные опытов	№ опытов и нагрузка в %			
		Опыт № 1 25%	Опыт № 2 50%	Опыт № 3 75%	Опыт № 4 100%
1	Мощность на валу двигателя в л. с.	66,2	110	170,7	207
2	Число об/мин	300	300	300	300
3	Часовой расход нефти в кг	14,8	23,4	30,96	38,8
4	Расход нефти на 1 л. с.-ч. в г.	223,5	188,2	181,4	187
5	Температура охлаждаемой воды в °С	52	58	59,1	56,3
6	Температура уходящих газов в °С	173	255,5	346	361,0
7	Среднее индикаторное давление в кг/см ²	3,85	5,7	6,6	7,4
8	Состав выхлопных газов в %:				
	CO ₂	2,93	4,86	6,9	8,26
	CO ₂ + O ₂	19,23	18,72	18,63	18,02
9	Коэффициент избытка воздуха	4,17	2,77	2,17	1,81

Наименьший расход нефти на 1 э. л. с.-ч. получен при нагрузке в 170 л. с., т. е. при 75—85% мощности, а при мощности в 207 л. с. этот расход составил 187 г. Фирма гарантирует для этого двигателя удельный расход нефти в 190 г на 1 э. л. с.-ч. при полной нагрузке, а в опытах при перегрузке в 3,5% расход получен ниже на 1,57%. Коэффициент избытка воздуха при этой перегрузке составил $\alpha = 1,81$, т. е. находится в установленных значениях для данного типа двигателя.



Фиг. 18. Расход нефти на 1 э. л. с.-ч. в зависимости от изменения нагрузки.

Результаты, полученные в опытах, свидетельствуют о том, что к моменту начала работ органы распределения и все рабочие органы двигателя были приведены в хорошее состояние.

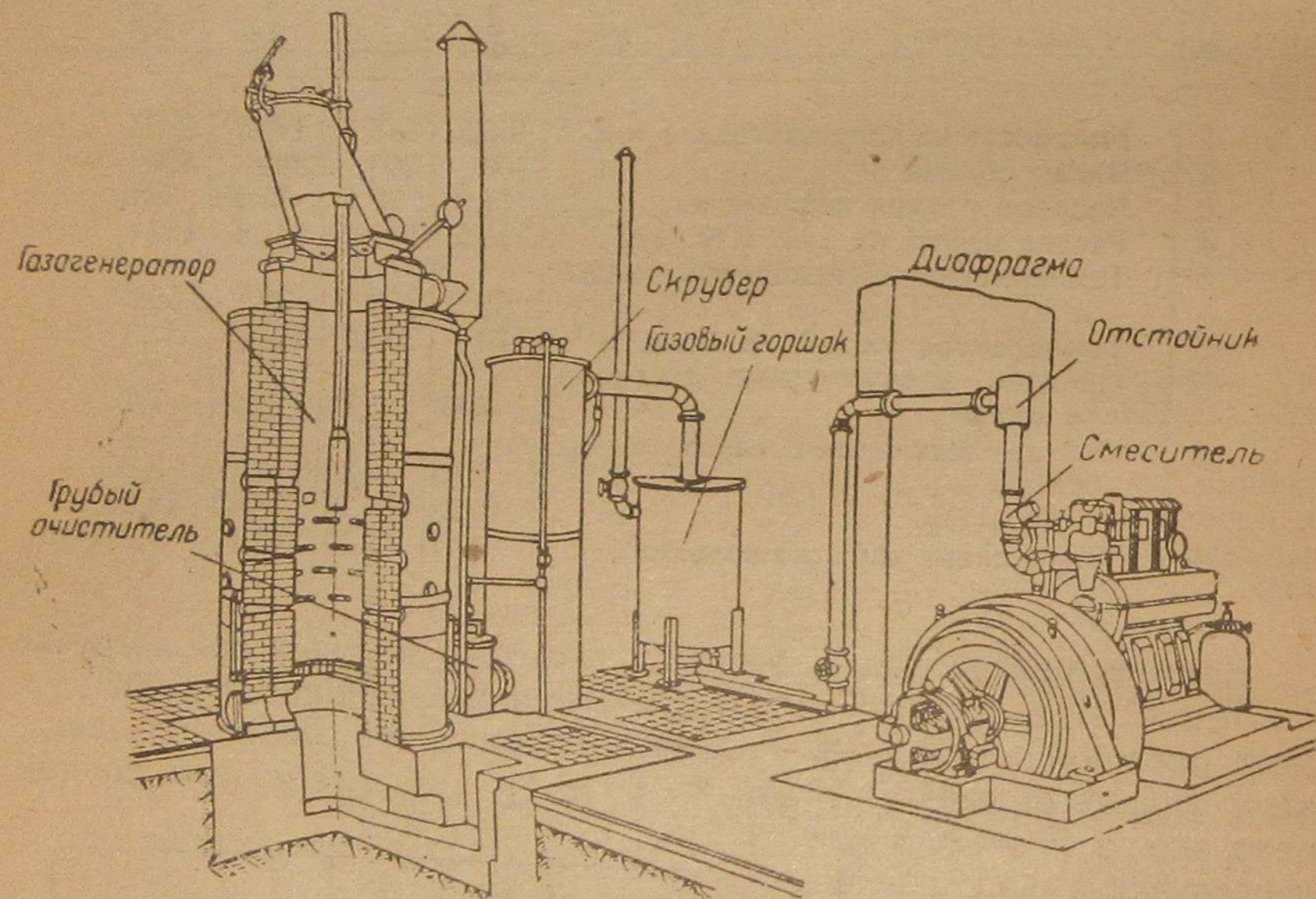
Удельные расходы нефти в зависимости от изменения нагрузки представлены на фиг. 18.

б) Схема и принцип работы дизельгазогенераторной установки

Принцип работы дизельгазогенераторной установки выясняется из схемы фиг. 19. Чурки твёрдых древесных пород (берёза, дуб

и др.) размером $80 \times 80 \times 200$ мм через загрузочную воронку загружаются в шахту газогенератора, в которой они опираются на колосниковую решётку, где и происходит их сгорание. Воздух, необходимый для процесса газификации, поступает в газогенератор через систему фурм, расположенных в четыре ряда выше колосниковой решётки. Газ из газогенератора отсасывается двигателем через колосниковую решётку и систему очистителей.

Газогенератор типа ДР, переработанный в кирпичную конструкцию, работает по обратному процессу, т. е. пар, образовавшийся в зоне подсушки, а продукты перегонки, получившиеся в верхней части зоны газификации, вместе с воздухом, поступаю-



Фиг. 19. Схема установки дизеля Бенц с газогенератором.

щим из фурм, проходят через раскалённый слой угля и, реагируя с ним, образуют устойчивые газы. Из газогенератора через колосниковую решётку эти газы поступают в грубый очиститель, в котором смачиваются и уносятся водой крупные механические примеси в виде частиц угля и золы в яму гидравлического затвора.

Из грубого очистителя газ поступает в скруббер, заполненный металлическими стружками, пористым коксом или шлаком. Сверху в скруббер через три душевые розетки вводится вода, которая в виде мелких струек стекает по металлической или коксовой насадке вниз навстречу движению газа. Газ, проходя вверх, соприкасается с мокрой насадкой, к которой прилипают мелкие частицы, и таким образом газ очищается от мелких механических примесей. Из скруббера газ поступает в газовый горшок, который имеет более развитый объём, чем горшок заводской конструкции.

Объём газового горшка увеличен с целью совмещения в нём функций сухого очистителя и газового горшка.

Из газового горшка через задвижку Лудло газ поступает в отстойник, в котором оседают проникшие капельки воды, а газ проходит к смесителю эжекторного типа. В смесителе происходит смешение в необходимой пропорции газа с воздухом.

После смесителя рабочая смесь поступает в коллектор, а из последнего — в рабочие цилиндры в период всасывания. Количество газа, поступающего в смеситель, в зависимости от нагрузки регулируется дроссельной заслонкой, связанной с регулятором, а количество воздуха регулируется дросселем от руки. Установка положения воздушного дросселя производится при наибольшей мощности и оставляется неизменной.

Под газогенератором устроен бассейн, который в процессе работы заполнен водой и служит гидравлическим затвором, уплотняющим нижнюю часть газогенератора. В этот же бассейн сливается вода из грубого очистителя и скруббера; при этом избыток воды сливается через сливную трубу в сточную канаву.

в) Схема органов регулирования

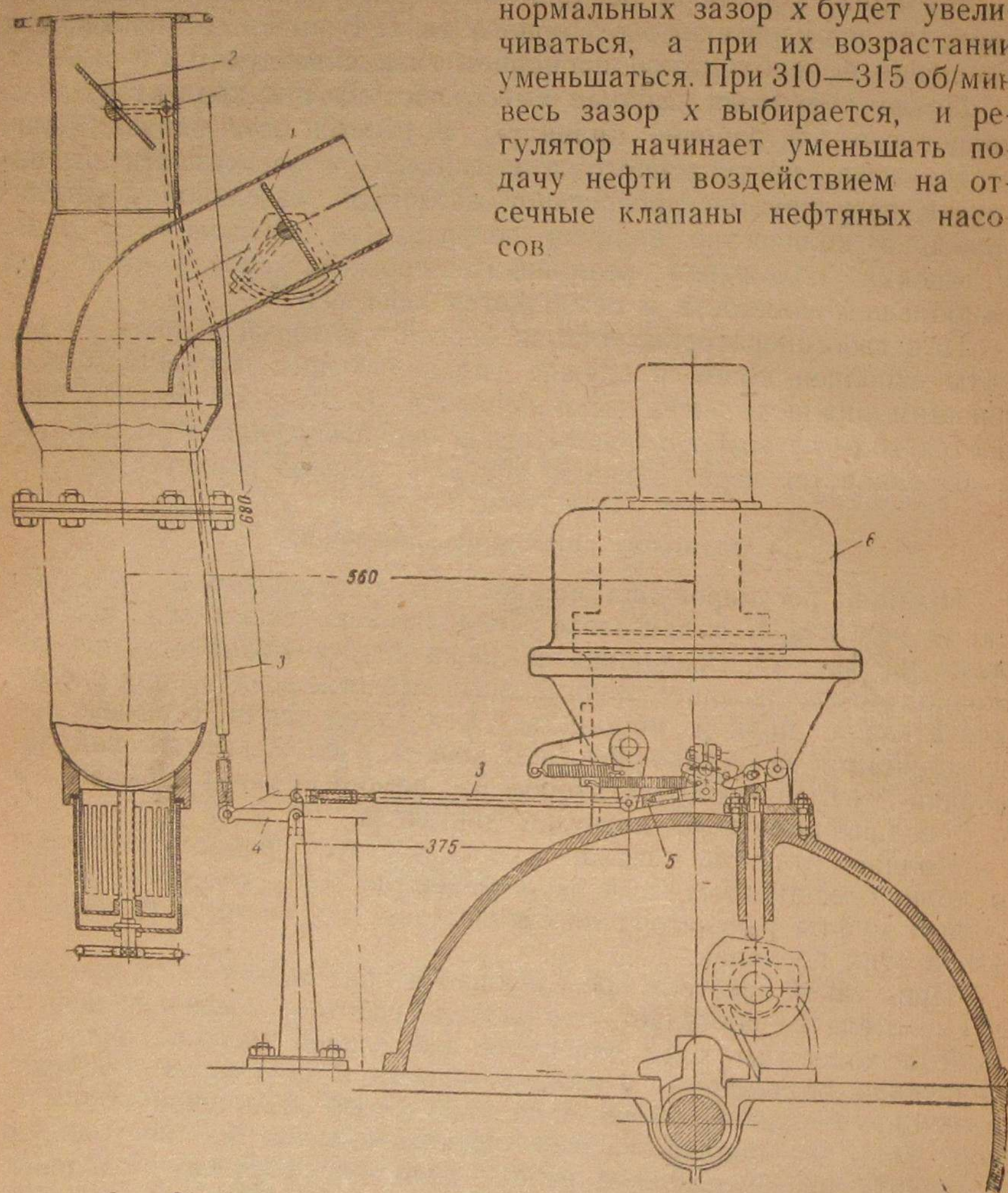
Принцип регулирования мощности в этом двигателе примечён такой же, как и в двигателе Литценмейер, схема его изображена на фиг. 20. Воздушная заслонка 1 устанавливается в положение, обеспечивающее минимальный избыток воздуха при работе двигателя с полной мощностью и с давлениями вспышек, не выходящими за установленные пределы. Положение газовой заслонки 2 изменяется регулятором 6 с помощью тяг 3 и рычагов 4 и 5 в зависимости от нагрузки двигателя.

Полное открытие заслонки соответствует работе двигателя с полной мощностью, а полное закрытие её — холостому ходу. Ходом муфты регулятора обеспечивается ход системы рычагов и тяг в этих пределах.

При такой системе регулирования на холостом ходу газ в смеситель не поступает, и двигатель работает только на нефти. Работа холостого хода двигателя для данной машины является величиной постоянной, а следовательно, и количество топлива, необходимое для её обеспечения, будет тоже величиной постоянной. Поэтому подача насосов устанавливается на постоянную величину, обеспечивающую работу холостого хода, а управление регулятора переключено на газовую заслонку. Однако при падении нагрузки до нуля вследствие неплотностей между стенками трубы и газовой заслонки газ частично будет просасываться в цилиндры, поэтому общий топливный заряд будет больше, чем это требуется для обеспечения сопротивления холостого хода. Это может привести к ненормальному превышению числа оборотов. Для предотвращения такого положения поводок 5 выполняется разъемным, а части его телескопически входят друг в друга; при этом когда двигатель на холостом ходу развивает 300 об/мин, муфта регулятора находится в положении, обеспечи-

вающем между буртиками телескопических деталей зазор x в 0,1—0,15 мм, а затяжка пружины регулятора соответствует подаче горючего на полную мощность. При падении оборотов ниже

нормальных зазор x будет увеличиваться, а при их возрастании уменьшаться. При 310—315 об/мин весь зазор x выбирается, и регулятор начинает уменьшать подачу нефти воздействием на отсечные клапаны нефтяных насосов.



Фиг. 20. Схема органов регулирования газа к двигателю Бенц.

Таким путём регулятор поддерживает обороты в пределах нормального изменения их величин. Во все цилиндры подача нефти должна быть одинаковой, что контролируется по температуре уходящих газов каждого цилиндра при работе на холостом ходу или по объёмной подаче насосов при ручной прокачке на остановленном двигателе.

Перевод двигателя на работу только нефтью производится передвижением пускового рычага из положения холостого хода

в положение с указанием «в ходу» и выключением газа. В этом случае зазор x выбирается пусковой ручкой, и регулирование подачи нефти переводится на полное управление регулятором.

Для экспериментов двигатель снабжён также индивидуальными смесителями, которые выполнены в виде патрубков, вваренных во всасывающий патрубок коллектора (фиг. 5) каждого цилиндра. Смешение газа с воздухом происходит почти у всасывающего клапана. Привод к газовой заслонке остаётся без изменения, а привод к воздушным заслонкам объединён и выведен на пост управления.

г) Испытание двигателя Бенц на дизельгазовом процессе

После розжига и подготовки газогенератора к работе двигатель был пущен в работу на смешанном топливе, при этом регулятор был соединён с газовой заслонкой и нефтяным насосом неразъёмными поводками, т. е. одновременно воздействовал на подачу газа и нефти. Двигатель работал на реостат с быстрым изменением силы тока на одной фазе от 25 до 200 а при нормальном напряжении в 420 в, т. е. до перегрузочной мощности.

Обороты держались устойчиво в пределах 280—300 в минуту. После выключения нефти двигатель устойчиво работал на холостом ходу на одном газе.

Давление вспышек в третьем и четвёртом цилиндрах при полной нагрузке доходило до 65—75 кг/см².

В третьем цилиндре сработал предохранительный клапан, поэтому был открыт индикаторный кран, который нагрелся так, что конец запорного вентиля расплавился.

После исправления дефекта в индикаторном кране двигатель снова был пущен в работу с нагрузкой около 200 а при 400 в и в течение 2 час. работал устойчиво и бесперебойно. Этим подтвердилась возможность работы всей дизельгазогенераторной системы, но при этом периодически появлялись взрывы смеси во всасывающем коллекторе и смесителе. Изменением фаз распределения рабочих клапанов (табл. 10) работа двигателя по всем параметрам была доведена до удовлетворительного состояния. Двигатель на смеси газа с нефтью работал спокойно, без резких повышений давления вспышек; колебания нагрузки воспринимались без снижения оборотов. Это позволило перейти к испытаниям дизельгазогенераторной установки для выявления качественных и количественных показателей.

Таблица 10

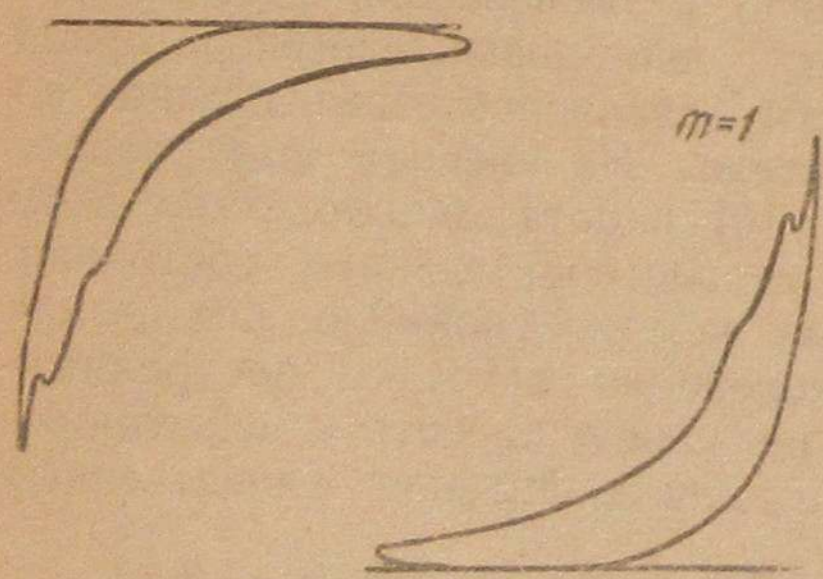
Наименование фаз	Форсунки	Всасывающий клапан	Выхлопной клапан
Начало открытия клапана . . .	14° до в. м. т.	8—10° до в. м. т.	40—45° до н. м. т.
Конец открытия клапана . . .	—	10—12° после н. м. т.	5—10° после в. м. т.

Результаты опытов, полученные при работе двигателя по дизельгазовому процессу, сведены в табл. 11.

Таблица 11

№ по пор.	Данные опытов	№ и дата опытов			Примечание
		1	2	3	
		23/I 1943	23/I 1943	23/I 1943	
1	Продолжительность опыта в час.	0,5	0,5	0,5	
2	Мощность в л. с.	178	108	100	
3	Число об/мин	288	279	283	
4	Расход нефти на 1 л. с. в г.	133	145	159	
5	Давление вспышки в кг/см ²	45	43	40	Давление сжатия — 35 кг/см ²
6	Температура воды в °С входящей	5	5	5	
	Температура воды °С выходящей	34	43	39	
7	Температура выхлопных газов в °С	377	237	225	
8	Состав выхлопных газов в %:				
	CO ₂	11,1	7,56	5,63	
	CO ₂ + O ₂	18,65	18,86	18,36	
9	Коэффициент избытка воздуха α	1,54	2,1	2,42	
10	Состав генераторного газа в %:				
	CO ₂	12,4	13,2	—	
	CO	17,8	15,2	—	
	H ₂	11,35	12,15	—	
	CH ₄	4,4	0,96	—	
11	Теплотворная способность газа в кал/м ³	1207	856	—	

Расход присадочной нефти очень высокий (опыт № 1) и при нагрузке в 178 л. с. он составил 71% от расхода при работе только на нефти, давление вспышки при этом не превышало 45 кг/см², а избыток воздуха был равным α = 1,54.



Фиг. 21. Индикаторная диаграмма, снятая при работе двигателя на бинарном топливе.

Опережение подачи нефти было увеличено до 16—17° по углу кривошипа, зажигание стало своевременным, обороты двигателя удерживает хорошо, но давление вспышки при нагрузках в пределах 60—80% от номинальной мощности резко возрастает и достигает значения в 65—75 кг/см².

Всё это привело к необходимости снизить давление сжатия. Необходимо указать, что до пуска двигателя в работу на смешанном топливе давление сжатия было снижено с 43 до 38 кг/см². Это было сделано увеличением объёма камеры сжатия путём сокращения длины шатунов (срез пят) в среднем на 4 мм. После этого и при изъятии всех прокладок из-под пят шатунов высота камеры сжатия у стенки цилиндра на линии оси вала оказалась равной 16,5 мм.

Снизить давление сжатия можно увеличением камеры сжатия одним из следующих способов:

- уменьшением длины поршня проточкой днища;
- уменьшением длины шатуна проточкой пяты;
- подкладкой прокладок под цилиндрическую крышку;
- проточкой днища цилиндрической крышки.

В каждом случае использование намеченных путей должно сообразоваться с особенностями конструкции дизеля.

Так, например, проточку днища поршня можно производить только в тех случаях, когда уменьшение его толщины не приведёт к перегреву головного подшипника, а проточка днища крышки не ослабит её прочность.

Постановка прокладки между крышкой и станиной в виде неохлаждаемого кольца приведёт к понижению надёжности в работе дизеля, к постановке двух уплотняющих прокладок и к увеличению длины штанг рабочих клапанов. И, наконец, проточка пяты шатуна возможна в тех случаях, когда не будет ослаблена её опорная и крепёжная часть.

Таким образом, в каждом случае решение должно быть принято сообразно с конструкцией деталей, подвергающихся изменению.

Минимальное конечное давление сжатия может быть принято в 26—28 кг/см², потому что при этом давлении, как показывает практика струйных машин, обеспечивается безотказный запуск двигателя.

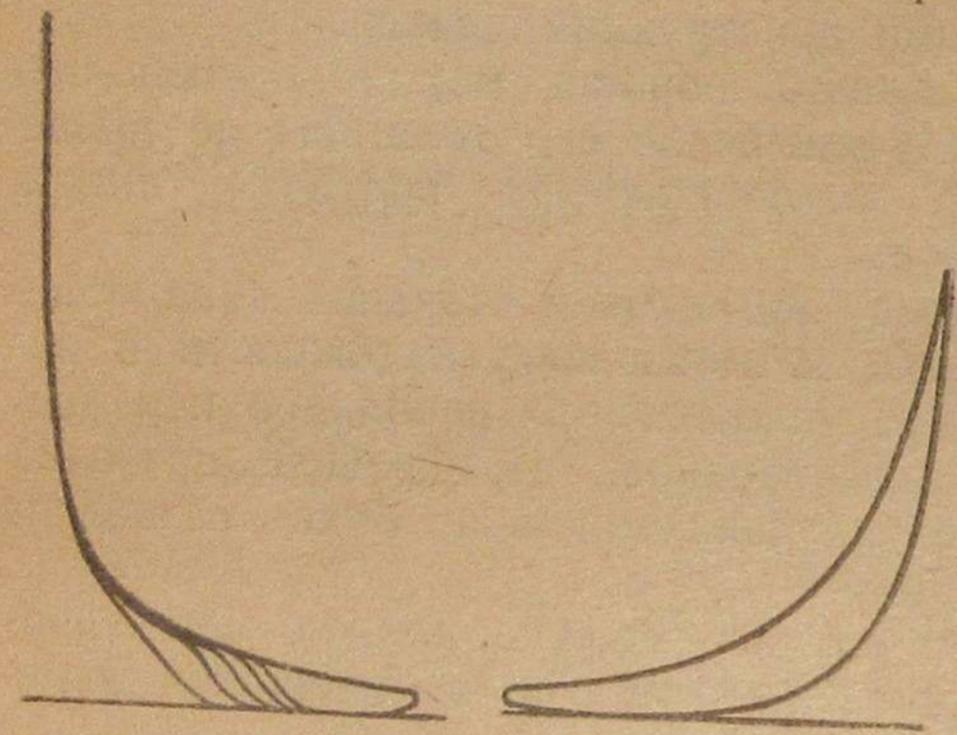
Для испытуемого дизеля более приемлемым оказался срез пят шатунов, при этом необходимая величина среза была определена по формуле (6).

Снижение давления сжатия производилось не сразу, а постепенно. Вначале оно было снижено срезом пят шатунов до 29,5 кг/см², а потом подкладкой дополнительной прокладки под цилиндрическую крышку до 28 кг/см², причём последнее было выполнено только после проведения опытов.

Экспериментированием было установлено, что фазы распределения рабочих клапанов, установленные при испытании дизеля на нефти, обеспечивают наибольшую мощность и лучшее протекание процесса и при работе двигателя по дизельгазовому процессу. Во время работы двигателя по дизельгазовому процессу при обогащённой рабочей смеси во всасывающем коллекторе появлялось горение, сопровождавшееся взрывами большой силы. Воспламенение рабочей смеси в коллекторе производилось горячими

газами, протекающими через неплотности по притирочным поверхностям всасывающих клапанов и опорным поверхностям их корпусов.

Обычно при появлении взрывов во всасывающем коллекторе двигатель останавливался и места пропусков обнаруживались пусковым воздухом. Для этой цели поршень устанавливался в верхнее положение, соответствующее началу хода расширения, а в камеру сжатия впускался воздух. Притиркой клапанов, сменой прокладок под корпуса клапанов, пропуски газов через щели прекращали, а взрывы в коллекторе при обогащённых смесях и при нагрузках в 70—80% не прекращались. Воспламенение рабочей смеси получалось в период всасывания от нагретого распылителя форкамеры. В цилиндре сжималась горячая рабочая смесь, при этом конечное давление вспышки достигало 75—80 кг/см² (фиг. 22); часть горячей смеси перед закрытием всасывающего клапана проникала в коллектор и воспламеняла смесь в нём. Несмотря на это, желательно было установить верхний предел мощности, при которой можно было бы работать с распылителями форкамеры без взрывов во всасывающем коллекторе.



Фиг. 22. Индикаторная диаграмма, снятая в момент горения рабочей смеси в период всасывания.

Для этой цели была проведена проверка работы двигателя при углах опережения подачи нефти $j = 15—19—25—28$ и 30° . При этом оказалось, что при 25° двигатель развивает наибольшую возможную мощность, а давление вспышки не превышает допустимых значений при работе на газе. Верхнее значение величины мощности ограничивалось появлением пламени в смесителе и взрывов рабочей смеси во всасывающем коллекторе.

Из табл. 12, в которой сведены данные опытов, видно, что при наименьшей постоянной величине присадки нефти с распылителями форкамер удалось получить наибольшую мощность от двигателя в 145 э. л. с., т. е. 72,5% от мощности, развиваемой на нефти.

Количество запальной нефти при этом составило 8,36 кг/час, или 22% от полного расхода при работе на одной нефти. Коэффициент избытка воздуха был равен $\alpha = 1,63$.

Мощность, большую приведённой в таблице, снять не представлялось возможным, так как при дальнейшем увеличении её начиналось значительное падение оборотов, а при обогащении смеси появлялись взрывы в смесителе.

№ по пор.	Данные опытов	№ и дата опытов		
		11	12	13
		20/III 1943	20/III 1943	20/III 1943
1	Продолжительность опыта в час	1,017	1,00	0,633
2	Мощность в л. с.	72	136	145
3	Число об/мин	303	310	296
4	Расход нефти на л. с.-ч. в г	119	65,2	57,8
5	Часовой расход нефти по отношению к расходу её при работе на одной нефти в % . . .	22,6	23,4	22,0
6	Давление вспышки в кг/см ²	36—40	40—50	45—56
7	Температура выходящей воды в °С	38	32	35
8	Температура выхлопных газов в °С	184	240	257
9	Состав выхлопных газов в %:			
	CO ₂	6,4	10,2	11,1
10	CO ₂ + O ₂	19,0	19,7	19,3
11	Коэффициент избытка воздуха α	2,42	1,8	1,63
	Состав генераторного газа в %:			
	CO ₂	14,05	16,0	14,1
	CO	13,06	11,0	14,75
	H ₂	15,7	11,2	11,1
	CH ₄	1,86	2,85	2,73
12	Теплотворная способность газа в кал/м ³ . . .	980	875	969

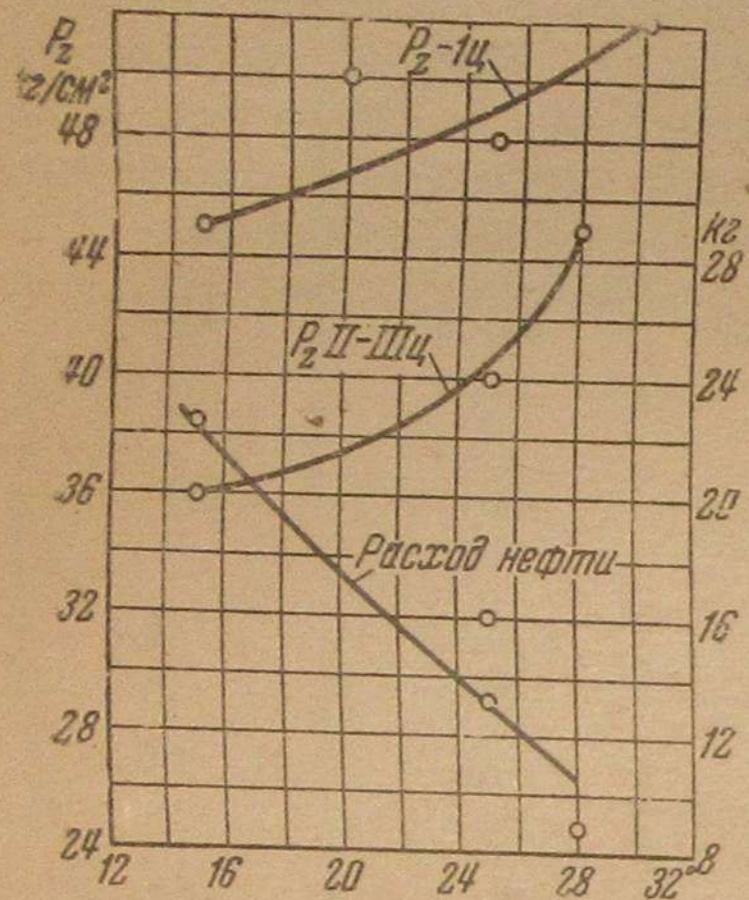
С увеличением мощности, как видно из данных таблицы, возрастает давление вспышек. При 72%-ной нагрузке оно достигает 56 кг/см², т. е. наивысшего допустимого значения при работе по дизельгазовому процессу; при этом наблюдается более жёсткий ход машины, чем при работе на одной нефти или при работе по дизельгазовому процессу с большим расходом нефти на зажигание.

Таким образом при наличии распылителей форкамер внутри камеры горения возможно работать по дизельгазовому процессу только с мощностью до 70%. Дальнейшее снижение давления сжатия не исключало появления взрывов в коллекторе. По этой причине возникла необходимость в проведении опытов с пониженным давлением сжатия и при изъятых распылителях форкамер. С изъятием распылителей форкамер двигатель перестаёт быть форкамерным, а превращается в двигатель струйного распыливания с камерой горения, разделённой на два объёма.

Качество распыливания в этом случае будет определяться только работой насоса и форсунки; давление в камере зажигания будет ниже, чем в форкамере, отделённой распылителем; скорость перетекания газов из камеры зажигания в основную камеру го-

рения будет также ниже. Следовательно, качество распыливания без распылителей форкамеры будет хуже, скорость горения должна быть ниже; поэтому процесс нарастания давления будет идти медленнее и давление вспышек при этом же угле опережения будет меньше. Эти обстоятельства должны были обеспечить возможность получения полной мощности при допустимых давлениях вспышек.

На фиг. 23 представлена зависимость давлений вспышек и расхода нефти на зажигание от угла опережения подачи нефти в цилиндры при сохранении номинальной мощности.



Фиг. 23. Зависимость расхода нефти и давления вспышки от угла опережения подачи нефти в цилиндр.

С увеличением угла опережения расход запальной нефти уменьшается и при $j = 26-28^\circ$ достигает наименьшего значения в 22%, а давление вспышки — в 45 кг/см² во втором и третьем цилиндрах и в 52 кг/см² в первом цилиндре. Следовательно, при дизельгазовом процессе при присадках нефти в 20—25% обеспечивается двигателем полная мощность при давлениях вспышек, не выходящих из допустимых пределов.

В табл. 13 сведены данные опытов над двигателем без распылителей форкамер.

Из данных таблицы видно, что при присадке нефти в опыте № 21 в 24,2% получена мощность в 96% при нормальном числе оборотов.

Давление вспышек в этом опыте не превышало 45 кг/см². В опыте № 16 при меньшей мощности и меньшей присадке нефти давление вспышек в среднем находится в пределах 50 кг/см².

Следует заметить, что в первом цилиндре давление вспышек выше, чем в других цилиндрах, а периодически при полной нагрузке во всех цилиндрах наблюдается появление детонирующих явлений, сопровождающихся высокими давлениями вспышек. Особенно наблюдается проявление детонации при нагрузках, близких к полной. Изъятие распылителей форкамер позволило получить почти полную мощность от двигателя без появления взрывов во всасывающем коллекторе и смесителе. Но жёсткость хода двигателя уменьшилась незначительно. Следует также указать, что увеличение количества запального топлива без увеличения избытка воздуха не уменьшает жёсткости хода, а это служит подтверждением наличия явлений детонации богатых газовых смесей при повышенном тепловом состоянии двигателей в камере горения.

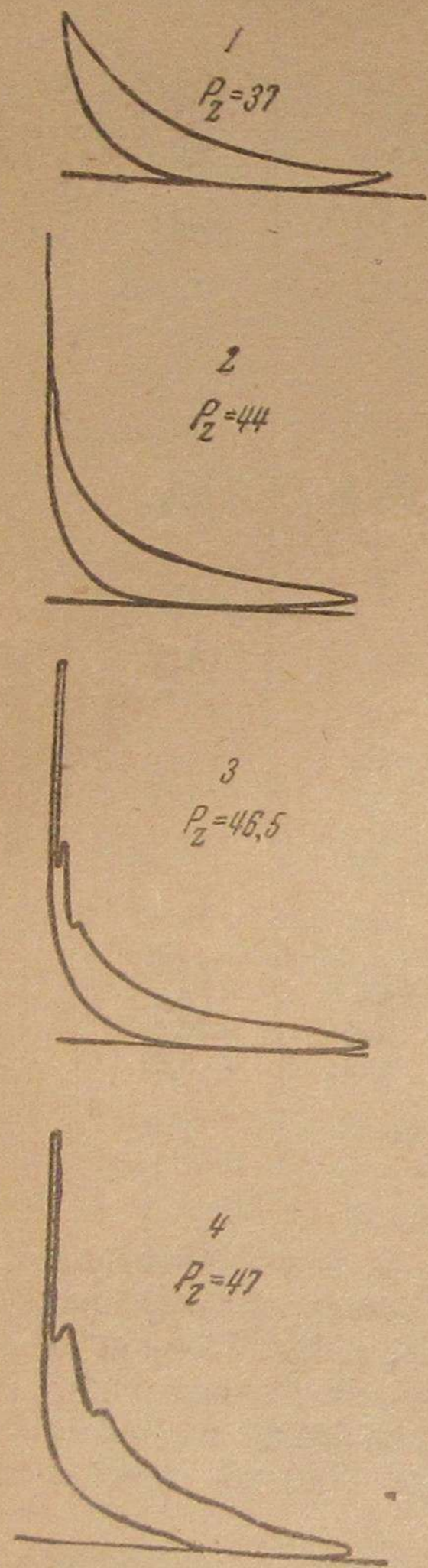
На фиг. 24 изображены индикаторные диаграммы, полученные при работе дизеля по дизельному и дизельгазовому процессу.

№ по пор.	Данные опыта	№ и дата опытов			
		20	14	16	21
		8/IV 1943	24/III 1943	26/III 1943	8/IV 1943
1	Продолжительность опыта в час	1,0	1,0	1,0	1,0
2	Мощность в л. с.	68	95	164	191
3	Число об/мин	300	300	300	300
4	Расход нефти на 1 л. с.-ч. в г	141,0	119,0	53,8	48,2
5	Часовой расход нефти в кг	9,6	11,3	8,83	9,2
6	Часовой расход нефти по отношению к расходу её при работе на одной нефти в %	25,2	29,7	23,2	24,2
7	Давление вспышки в кг/см ²	38—45	45—51	50,0	43—47
8	Температура охлаждающей выходящей воды в °С	30	32	41	42
9	Температура выхлопных газов в °С	180	238	341	419
10	Состав выхлопных газов в %:				
	CO ₂	6,1	8,9	12,0	14,7
	CO ₂ + O ₂	19,5	18,7	19,0	18,8
11	Коэффициент избытка воздуха α	2,68	1,7	1,48	1,23
12	Состав генераторного газа в %:				
	CO ₂	14,9	15,1	14,9	13,2
	CO	13,6	13,5	8,2	16,1
	H ₂	9,03	10,0	16,5	11,95
	CH ₄	3,48	2,82	5,22	2,73
13	Теплотворная способность газа в кал/м ³	945	910	1110	1038

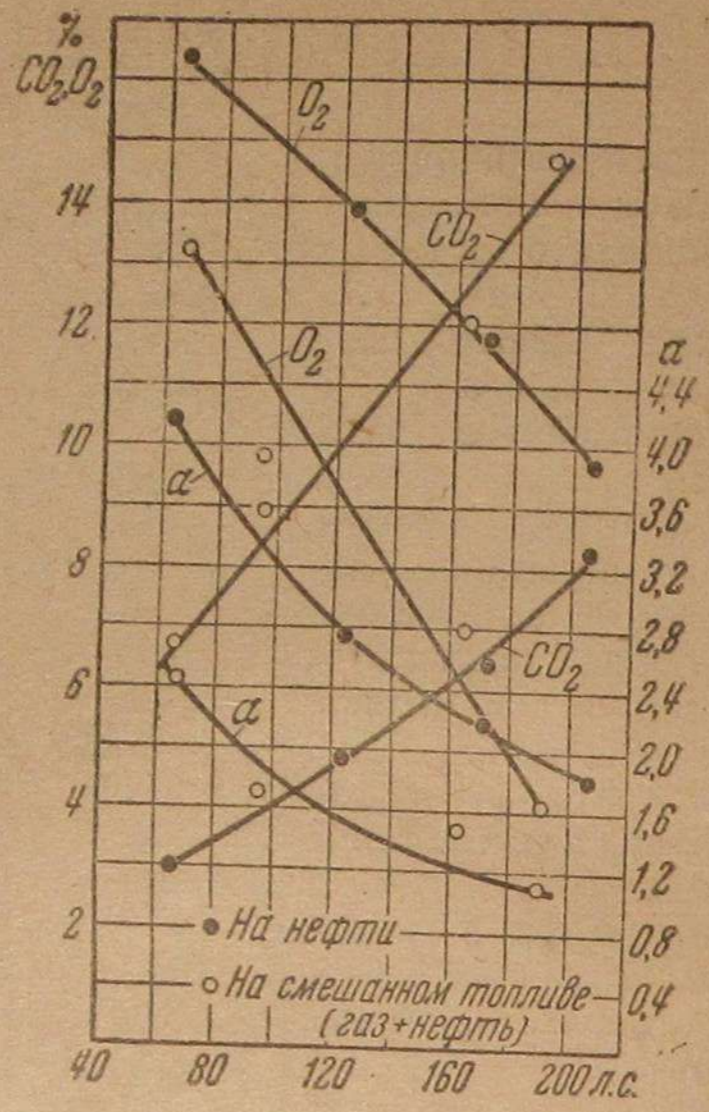
Давление вспышки при работе только на нефти превышает давление сжатия на 2 ат, а при работе по дизельгазовому процессу оно превышает его от 14,5 до 19,5 ат. На индикаторной диаграмме № 4 ярко выражено явление детонирующей вспышки. Из диаграммы видно, что процесс работы двигателя по дизельгазовому процессу идёт по принципу горения топлива при постоянном объёме.

Появлению жёсткости хода или стуков в кривошипно-шатунном механизме, кроме детонации, способствует и резкая разница между давлением вспышки и давлением сжатия. Наблюдениями за работой двигателя на нефти и по дизельгазовому процессу установлено: чем больше отношение этих давлений, тем жёстче работа двигателя.

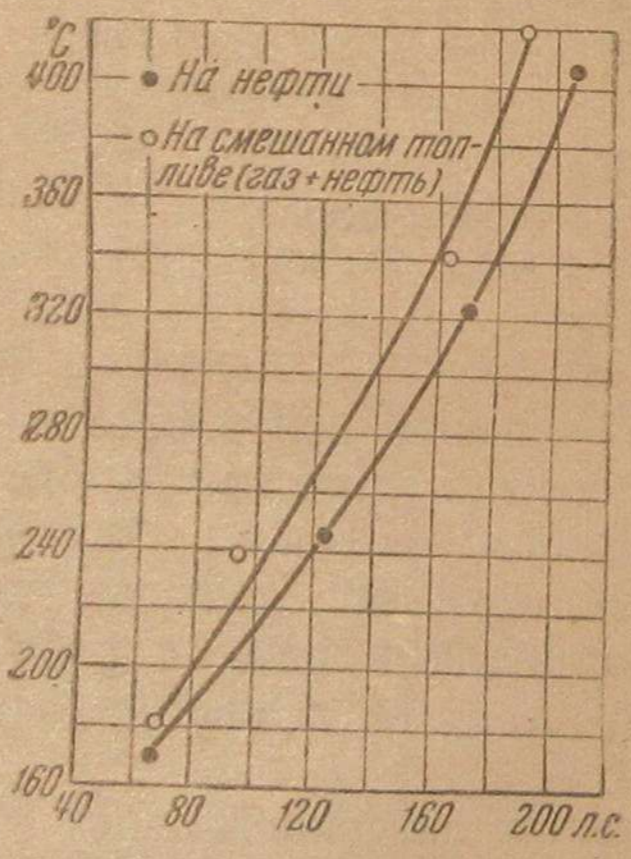
Коэффициент избытка воздуха (фиг. 25) при работе дизеля на смешанном топливе при всех нагрузках имеет меньшее значение,



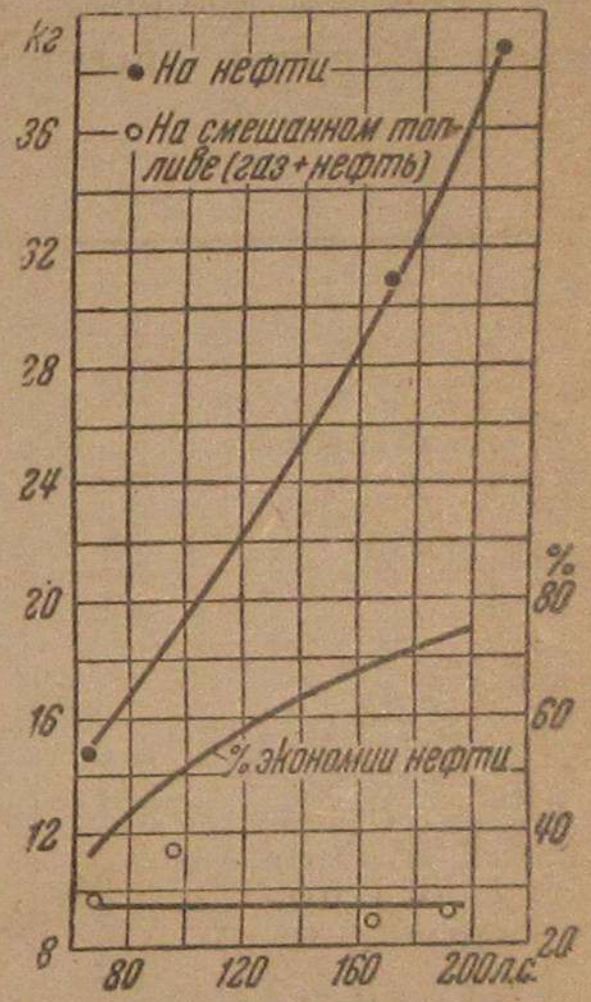
Фиг. 24. Индикаторные диаграммы, снятые с двигателя при работе на нефти и на бинарном топливе.



Фиг. 25. Изменение состава выхлопных газов и коэффициент избытка воздуха в зависимости от нагрузки двигателя.



Фиг. 26. Изменение температуры выхлопных газов в зависимости от изменения мощности.



Фиг. 27. Часовой расход нефти в зависимости от изменения мощности двигателя.

чем при работе на нефти; при этом снижение его идёт более резко, чем в компрессорном дизеле Литценмейер (см. фиг. 10). При полной нагрузке коэффициент избытка воздуха достигает почти значения единицы, а содержание углекислоты в отработанных газах 14,7%. Закономерность изменения состава газов в зависимости от изменения мощности остаётся почти аналогичной закономерности изменения их в компрессорном дизеле. Это приводит к выводу, что при одинаковых избытках воздуха и минимальных присадках нефти для зажигания способ распыливания почти не влияет на качество течения процесса горения.

Температура выхлопных газов (фиг. 26) при работе дизеля на нефти для одинаковых нагрузок лежит ниже, чем при его работе на смешанном топливе, причём с увеличением нагрузки разница температур возрастает. Это получается потому, что избыток воздуха при работе на смешанном топливе меньше, поэтому температура горения и выхлопа выше. По этой причине тепловое напряжение деталей дизеля при работе на смешанном топливе получается выше, чем при работе на нефти, а это создаёт условия для явления детонации.

Часовой расход нефти на зажигание (фиг. 27) составляет в среднем около 9 кг/час, или 23,8%, по отношению к её расходу при полной мощности дизеля и при работе на одной нефти. Экономия нефти с увеличением мощности возрастает и при номинальном её значении достигает максимума. Если принять во внимание то, что в эксплуатации коэффициент загрузки двигателей лежит в пределах 70—80%, то можно считать, что экономия нефти при переводе форкамерных дизелей на работу смешанным топливом составит в среднем 70%. То обстоятельство, что в эксплуатации дизели не имеют длительно строго постоянной полной нагрузки, создаёт благоприятное влияние на снижение жёсткости хода дизеля при работе на смешанном топливе. Это получается потому, что при кратковременных повышении мощности до полной не охлаждаемые детали двигателя не успевают нагреться до температуры, обеспечивающей каталитическое влияние на процесс горения смеси.

С другой стороны, падение мощности до минимальных значений способствует охлаждению этих деталей и, таким образом, при работе на производственную нагрузку их температура бывает значительно ниже, чем при работе дизеля с полной мощностью. Этим собственно и объясняется меньшая жёсткость хода при ра-

боте дизеля на производственную нагрузку, чем при его работе на реостат с постоянной полной мощностью.

Жёсткость хода двигателя при работе с полной постоянной мощностью оставалась ещё значительной. Поэтому для уменьшения её было произведено дальнейшее снижение давления сжатия подкладкой под цилиндрические крышки дополнительных прокладок из кровельного железа. Этим давление сжатия было снижено до 28 кг/см^2 и несколько снижена жёсткость хода.

Затем двигатель был пущен в опытную эксплуатацию.

В табл. 14 сведены результаты работы двигателя, зафиксированные в период опытной эксплуатации.

Таблица 14

№ по пор.	Дата и время	Количество часов работы	Колебание нагрузки		Количество выработанной энергии по счётчику в квт-ч	Средняя мощность в час в квт	Расход нефти за время работы в кг	Часовой расход нефти в кг	Расход нефти по отношению к полному расходу в %
			a	b					
1	8/VII 1943 9.30 — 17.30	8			720	90	79,5	9,9	26
2	9/VII 1943 8.00 — 16.00	8	60 — 200	420 — 480	840	105	80,0	10,0	26,3
3	9/V.I 1943 16.00 — 24.00	8			540	67,5	77,0	9,62	25,2
4	10/VII 1943 9.00 — 17.00	8			900	112,5	90,0	11,25	29,6
5	4/VII 1943 4.30 — 18	10.30	60 — 160	400 — 420	—	—	125	11,9	31,0

Дизель-генераторная установка в опытной эксплуатации проработала 42 часа под переменной производственной нагрузкой, при этом лишь в вечернюю смену 9/VII 1943 г., т. е. с 16 до 24 час., коэффициент загрузки её был равен 0,528; всё же остальное время он был равен 0,72—0,9.

Это — достаточно высокое значение коэффициента загрузки. Несмотря на это, в эксплуатации двигатель работал со значительно смягчённым ходом по сравнению с работой на реостат при постоянной полной мощности.

Давление вспышек не превышало $45—48 \text{ кг/см}^2$, т. е. не выходило за установленные пределы для работы на одной нефти. Из данных таблицы видно, что в эксплуатации двигатель показал удовлетворительную работу и мог быть пущен в длительную нормальную производственную работу.

Для проверки полученных результатов в период 21—22 июля 1943 г. экспертной комиссией двигатель был испытан в работе на смешанном топливе.

Двигатель испытывался на производственную нагрузку в течение 6 ч. 15 м. со средней мощностью в 50%. При этом изменение её колебалось от 0 до 100%. Присадка нефти составила при опытах 25% от нормального расхода её при работе дизеля с полной мощностью на нефти. Давление вспышек не превосходило 43 кг/см^2 .

Испытание системы регулирования двигателя показало, что при сбросах и увеличениях нагрузки мгновенное отклонение числа оборотов от нормального не превышало 6% и устанавливалось не более чем за 2 сек.

С полной мощностью двигатель был испытан на реостат в течение 3 час., при этом отмечено, что жёсткость хода при полной постоянной нагрузке выше, чем при переменной нагрузке при работе на потребителя. Это объясняется тем, что во втором и четвёртом цилиндрах давление вспышек периодически было равно $63—64 \text{ ат}$, в то время как в первом и третьем цилиндрах оно не превосходило $45—52 \text{ ат}$.

Двигатель был также испытан на нефти; при этом установлено, что при нагрузке до 55% нормальной мощности он работает удовлетворительно, а при дальнейшем повышении её появляется недопустимая дымность в выхлопе.

В течение 0,33 часа двигатель был испытан на смешанном топливе с 10%-ной перегрузкой, т. е. со средней мощностью на щите в 162 квт при присадке нефти в 25%.

На основании полученного опытного материала комиссия признала, что технические пути решения задачи перевода форкамерного дизеля на смешанное топливо правильны и экономически целесообразны, а основные положения этого решения могут быть использованы для перевода дизелей такого типа на смешанное топливо.

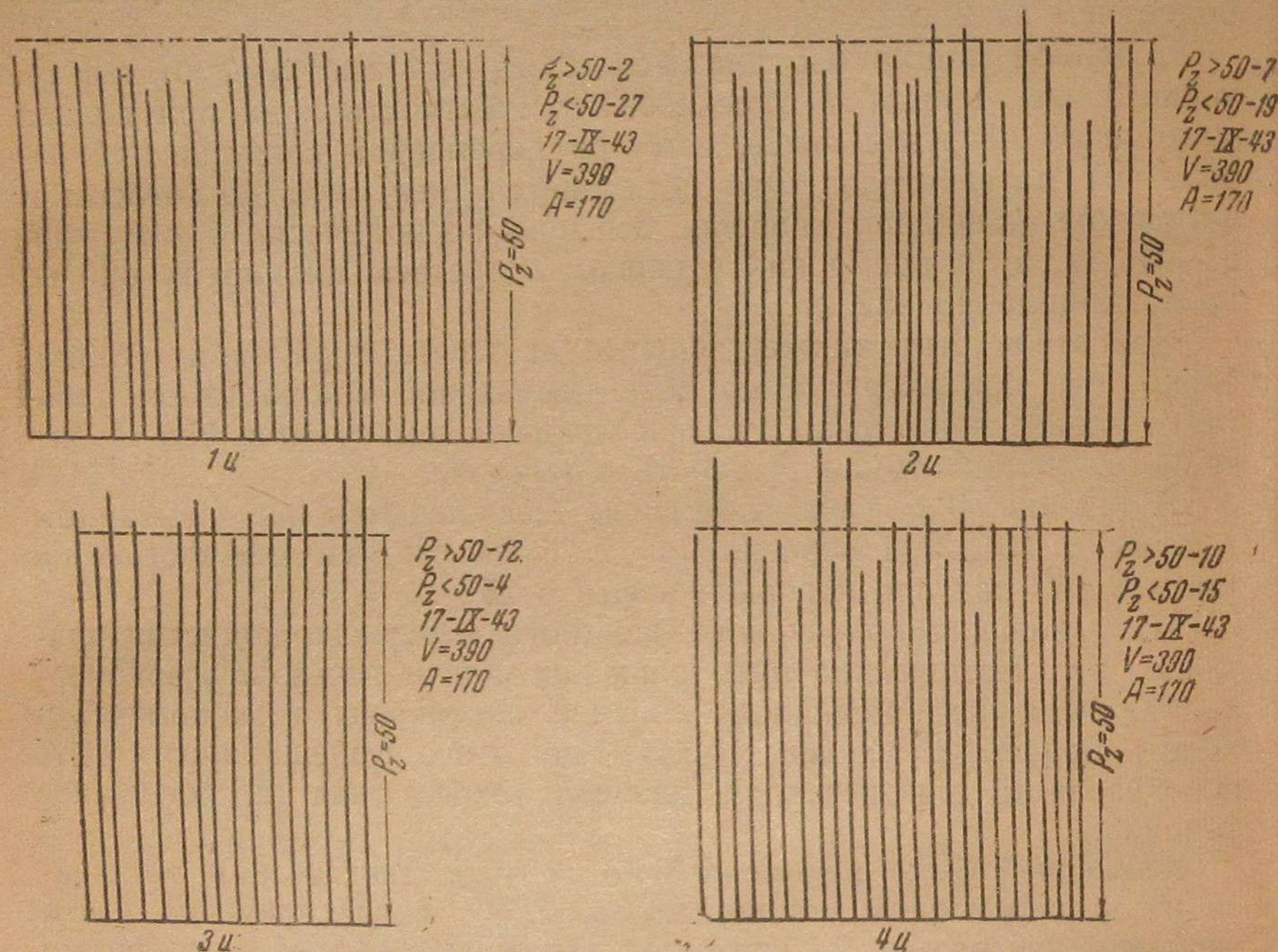
Комиссией было рекомендовано пустить двигатель в эксплуатацию с переменной мощностью до 80%, а одновременно вести экспериментирование на снижение давления вспышек во втором и четвёртом цилиндрах до $52—55 \text{ ат}$.

Появление особенно высоких вспышек только в двух цилиндрах давало основание предполагать, что это получается вследствие неудовлетворительной работы топливной аппаратуры. Для исключения влияния этого фактора на давление вспышек топливные насосы форсунки были отремонтированы, отрегулированы в соответствии с данными инструкции и опрессованы на стенде.

Однако в длительной работе с полной нагрузкой в двигателе появляются высокие давления вспышек и стуки. Следуя по тому же пути, под цилиндрические крышки двух цилиндров были положены дополнительно к имеющимся прокладки толщиной в 2 мм, но и после этого стуки от высоких давлений вспышек в этих цилиндрах не прекращались. С понижением же давления сжатия в этих цилиндрах двигатель не развивал полной мощности. Этим было установлено, что понижение давления сжатия приводит к снижению мощности, но не устраняет появления высоких давлений вспышек.

Дополнительно подложенные прокладки были изъяты из-под крышек двух цилиндров и работа двигателя была подвергнута дополнительному изучению.

Высокие давления вспышек получаются во всех цилиндрах не систематически, а периодически, при этом периодичность их появления не имеет закономерности. Так, например, из 27 вспышек, зафиксированных во втором цилиндре, семь вспышек имеют давления выше 50 кг/см^2 , а в четвертом цилиндре из 24 вспышек только две вспышки с давлением выше 50 кг/см^2 .



Фиг. 28. Диаграммы давления вспышек двигателя Бенц, снятые со всех четырёх цилиндров.

В диаграммах, снятых несколько минут спустя со второго и первого цилиндров, получено превышение нормального давления вспышек (50 кг/см^2): в первом цилиндре из 23 вспышек в двух случаях и во втором цилиндре из тех же 23 вспышек в 18 случаях. Наблюдается более частое повышение нормального давления вспышки во втором цилиндре.

Это подтверждает наличие явлений детонации во всех цилиндрах, сопровождающихся высокими давлениями вспышек, что иллюстрируют диаграммы фиг. 28.

Таким образом детонация является неизбежным спутником в работе дизелей на смешанном топливе и полной мощностью и при малых присадках нефти для зажигания. Увеличением присадки запальной нефти, т. е. обеднением рабочей смеси в такт всасывания, можно будет снизить давление вспышки. Последнее

может быть снижено также присадкой инертных (выхлопных) газов к рабочей смеси в такт всасывания. Известно, что присутствие углекислоты в рабочей смеси снижает скорость реакции, следовательно, присадка в рабочей смеси углекислоты, заключённой в выхлопных газах, может исключить детонацию смеси при полной нагрузке двигателя. Добавка выхлопных газов к рабочей смеси должна производиться при работе с полной мощностью путём подсоса их из выхлопной системы в такт всасывания.

Однако более эффективным средством для борьбы с явлением детонации будет охлаждение рабочей смеси, сжимаемой в цилиндре, водой, подаваемой в такт всасывания. Воду можно подавать в распылённом виде в патрубок перед всасывающим клапаном или прямо в цилиндр топливным насосом вместе с нефтью (эмульсия). Раздельная подача воды и нефти более целесообразна, потому что необходимость в подаче воды бывает только при наибольшей нагрузке, а при средних и меньших нагрузках прибавка её к смеси окажется вредной. Подача воды к всасывающему клапану может регулироваться по потребности, вручную.

Регулированием количества воды, подаваемой в цилиндр, можно регулировать температуру конца сжатия в любых пределах, поэтому эта мера может исключить при переводе дизелей на смешанное топливо изъятие распылителя из форкамеры и снижение давления сжатия. Применение воды для борьбы с детонацией настолько интересно, что этот вопрос должен быть экспериментально проверен в самое ближайшее время.

З. А. ХАНДОВ

ПЕРЕВОД ЧЕТЫРЁХТАКТНОГО КОМПРЕССОРНОГО ДИЗЕЛЯ МОЩНОСТЬЮ 135 л. с. НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

В данной статье изложены результаты испытаний двигателя Дизеля, конвертированного на генераторный газ, проведенных Центральным научно-исследовательским институтом речного флота под руководством автора статьи.

Данные двигателя: двигатель — четырёхтактный компрессорный дизель, постройки Коломенского завода, выпуска 1913 г.

Мощность	135 л. с.
Число цилиндров	3.
Число оборотов	220 об/мин.
Диаметр цилиндра	330 мм.
Ход поршня	380 мм.
Степень сжатия	15,6.

Регулирование поступления газовой смеси в цилиндры двигателя (количественное регулирование) осуществлялось изменением открытия дросселя, установленного на пути смеси в верхнем патрубке смесителя. Качественное регулирование смеси достигается путём изменения открытия воздушной заслонки. Изме-

ние открытия воздушной заслонки осуществлялось ручным приводом с поста управления. При работе двигателя на генераторном газе топливные насосы были установлены на постоянную минимальную подачу «запального» жидкого топлива. Для сохранения постоянного числа оборотов двигателя при изменении нагрузки, регулятор двигателя, действуя на газовый тракт, изменяет количество смеси, поступающей в цилиндр двигателя.

Для перевода данного двигателя дизеля на генераторный газ с применением «запального» жидкого топлива были выполнены следующие работы:

- 1) степень сжатия двигателя уменьшена до 14;
- 2) установлен коллектор газовой смеси;
- 3) установлен смеситель;
- 4) установлен газосасывающий трубопровод;
- 5) установлены детали регулирования газовой смеси.

Газогенераторная установка состояла из следующих устройств:

- 1) газогенератора для газификации древесного топлива;
- 2) скруббера, предназначенного для охлаждения и очистки газа;
- 3) фильтра тонкой очистки газа;
- 4) вентилятора для розжига газогенератора.

Для розжига газогенератора газ отсасывался вентилятором и выбрасывался в атмосферу. При остановке двигателя газосасывающий трубопровод перекрывается задвижкой типа Лудло.

Испытание установки

Наладочные испытания двигателя

Наладочные испытания проводились с целью выявления оптимального режима работы двигателя на генераторном газе. Вследствие частых остановок двигателя по причине плохого технического состояния его (пропуски клапанов, форсунок, нагрев подшипников и т. п.) наладочные испытания проводились кратковременно в общей продолжительности около 25 час.

После произведённого ремонта двигатель развивал нагрузку при работе на жидком топливе (моторное топливо М5—М4) 150—160 а и максимум 180 а при числе оборотов вала 230—240 об/мин.

Газораспределение двигателя при этом было установлено, как указано в табл. 1.

Расход топлива двигателем при работе его на жидком топливе с нагрузкой 180 а, 220 в и $n = 232$ об/мин (что соответствует примерно нормальной мощности двигателя) составлял в среднем 31,5 кг/час.

Максимальное давление в цилиндре при этой нагрузке не превышало 33 ат. Давление в конце сжатия воздуха в цилиндре двигателя при степени сжатия 14 (снятие при выключенных насосах) распределялось по цилиндрам так: в цилиндре № 1 — 29 ат; в цилиндре № 2 — 30 ат, в цилиндре № 3 — 28,5 ат. Раз-

Таблица 1

Клапаны	Работа двигателя на жидком топливе			
	Открытие		Закрытие	
	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня
Всасывающий	12° до в. м. т.	4 мм до в. м. т.	38° после н. м. т.	34 мм после н. м. т.
Выхлопной	46° до н. м. т.	48 мм до н. м. т.	12° после в. м. т.	4 мм после в. м. т.
Форсунка	12° до в. м. т.	4 мм до в. м. т.	36° после в. м. т.	42 мм после в. м. т.

личие давлений по цилиндрам в конце процесса сжатия вызывается неравенством объёмов камер сжатия при одинаковой их высоте потому, что форма доньшек поршней различна по причине различных радиусов кривизны вогнутости доньшек поршней. Пуск двигателя в ход на моторном топливе М4 и М5 при таких давлениях в конце сжатия производился сжатым воздухом давлением около 50 ат.

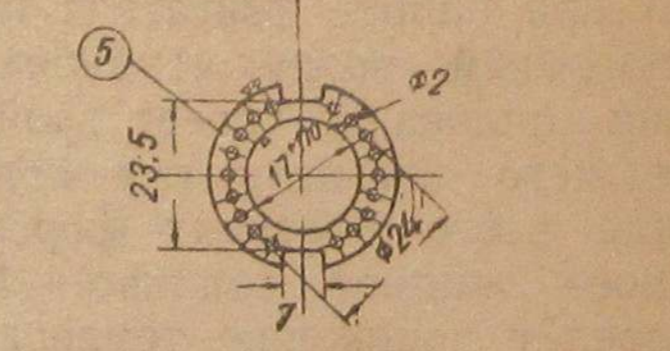
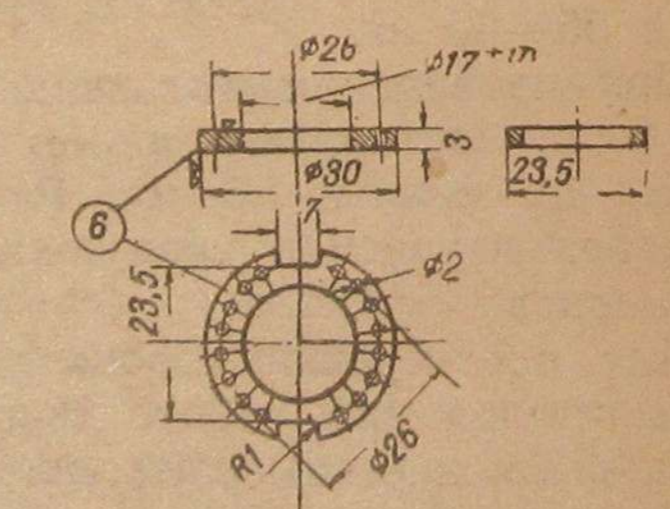
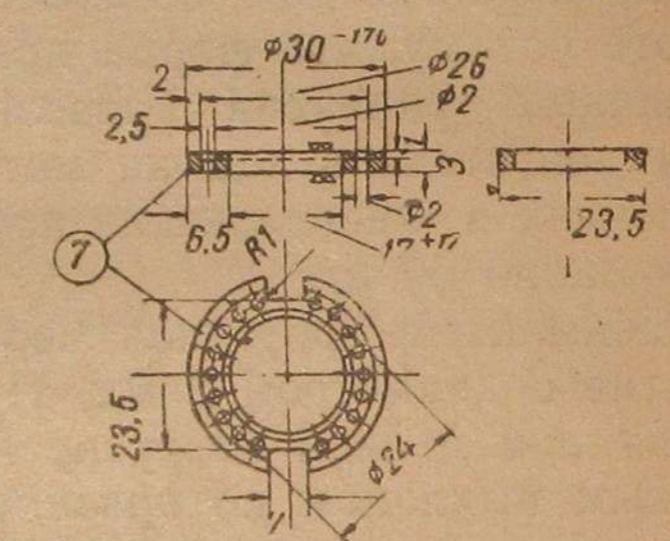
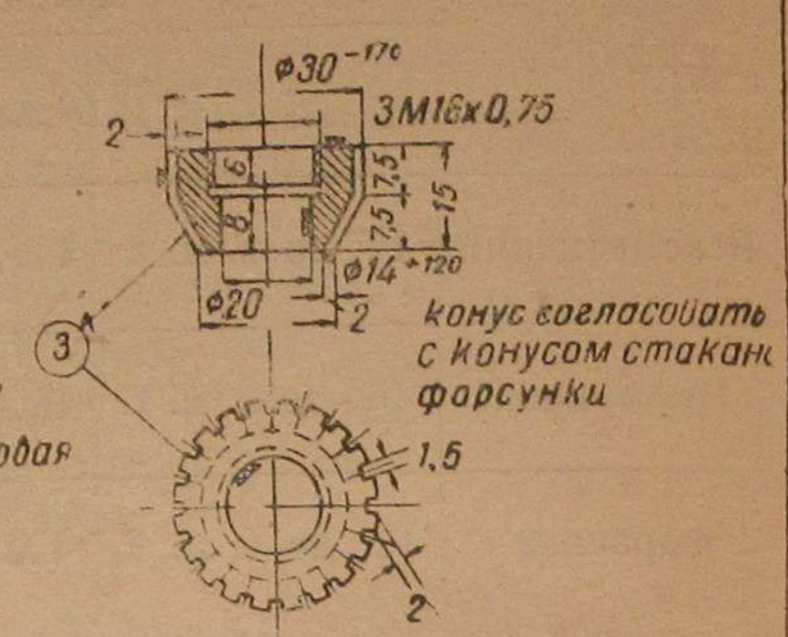
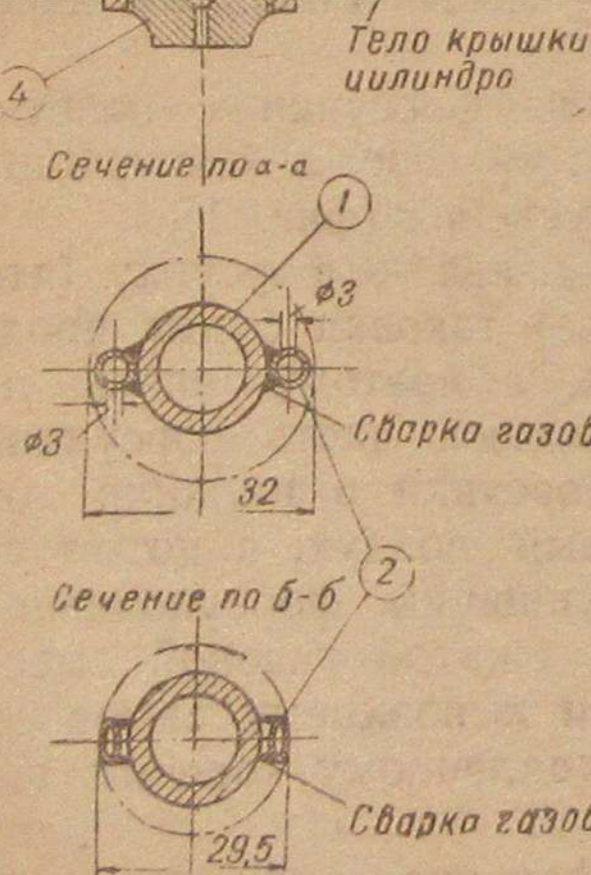
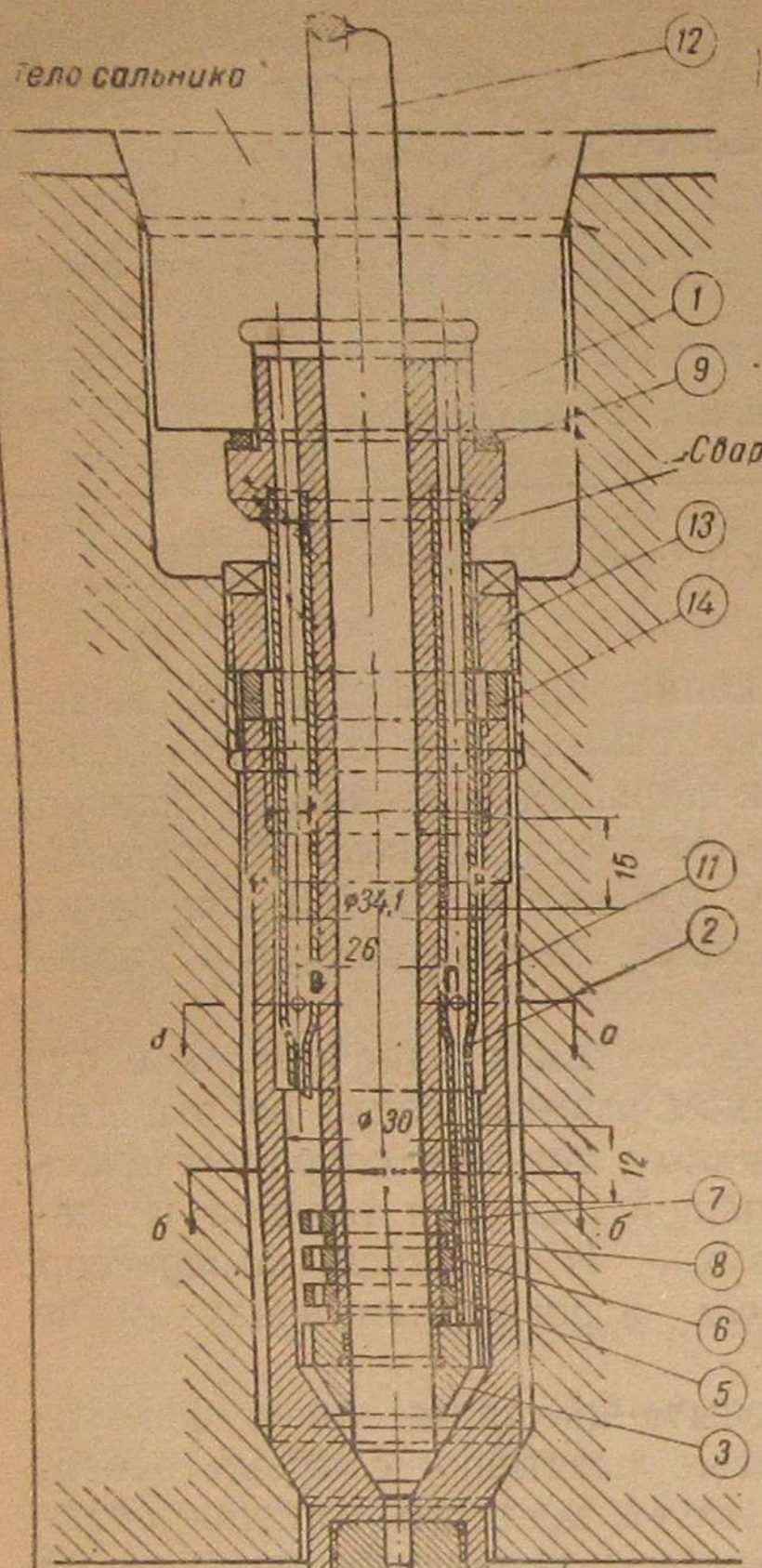
Распылитель форсунки первоначально имел одно сопловое отверстие с диаметром 2 мм. При таком размере сопла работа двигателя при полной нагрузке на жидком топливе сопровождалась дымным выхлопом по причине большой вязкости топлива и низкого давления форсуночного воздуха. Имеющийся компрессор на двигателе обеспечивает двигатель форсуночным воздухом не выше 55—60 ат.

При проведении дальнейших испытаний двигателя в форсунках были поставлены новые сопловые пластинки с тремя отверстиями диаметром 1,5 мм. Распыливание жидкого топлива осталось без изменений воздушным, размеры топливных насосов не изменялись.

Для обеспечения хорошей работы форсунки с пластинчатым распылителем, при работе двигателя на газе, в конструкцию форсунок были внесены следующие изменения (фиг. 1).

При малой подаче жидкого топлива в форсунку (что имеет место при работе двигателя на газе) таковая будет продуваться форсуночным воздухом полностью, а поэтому вновь поданная порция топлива не успеет пройти нижнюю часть форсунки, вследствие чего при открытии иглы форсунки в цилиндр двигателя прежде всего поступит форсуночный воздух, а потом уже «запальное» жидкое топливо. Поступивший форсуночный воздух произведёт понижение температуры сжатой газовой смеси в камере сжатия, а это может привести к позднему самовоспламенению каплей жидкого топлива и замедленному горению смеси или даже к пропуску вспышки.

Для устранения такой работы форсунок незначительная часть подаваемой порции жидкого топлива по двум трубкам с внутрен-



Фиг. 1.

ним диаметром 4 мм (дет. 2) подводится в низ форсунки в пространство, образуемое между иглой и стаканом форсунки. При подъёме иглы эта часть «запального» жидкого топлива прежде всего выталкивается в цилиндр форсуночным воздухом, там она самовоспламеняется, воспламеняя газовую смесь, раньше, чем туда поступит смесь форсуночного воздуха и жидкого топлива. При работе двигателя как на газе, так и на жидком топливе основная часть подаваемой порции топлива через отверстие, имеющееся в стенке подводящей топливной трубки (фиг. 1, сечение а—а), поступает в пространство форсунки выше распыливающих шайб.

Такое устройство для подвода топлива обеспечивает нормальную работу форсунки как при работе двигателя на газе, так и на жидком топливе.

Для возможности размещения топливных трубок в стакане форсунки и плотного соединения их с распыливающим конусом форсунки внизу они имеют прямоугольное сечение (фиг. 1, сечение б—б). В распыливающих шайбах сделаны прямоугольные вырезы, в которые вставляются топливные трубки (фиг. 1, дет. 7, б, 5). Топливные трубки привариваются в одном месте к направляющей гильзе форсунки. В остальном конструкция форсунки осталась без изменений.

Первые наладочные испытания двигателя при работе на генераторном газе проводились с газораспределением, установленным для работы на жидком топливе (приведённым ранее). Давление форсуночного воздуха изменялось в зависимости от оборотов вала двигателя от 50 до 60 ат при распылителе форсунки с одним центральным сопловым отверстием диаметром 2 мм. Работа двигателя при этом сопровождалась: стуками в цилиндрах, максимальным давлением в цилиндрах, доходившим до 60 ат, и взрывами рабочей газовой смеси в смесителе. Указанные ненормальности в работе двигателя объясняются следующим:

1. Раннее опережение подачи «запального» жидкого топлива (12° до в. м. т.) и повышенная скорость сгорания газовой смеси вызывают быстрое нарастание давления в цилиндре за процесс горения газовой смеси и как следствие образование стуков в цилиндрах. При этом было отмечено, что при увеличении количества воздуха в смеси, т. е. при обеднении её состава, стуки в цилиндрах пропадают, а давление горения снижается до 45 ат.

2. Перекрытие всасывающего и выхлопного клапанов (см. ранее приведённые данные газораспределения двигателя на жидком топливе) послужило причиной взрывов газовой смеси в смесителе.

Вследствие низкого давления форсуночного воздуха (50 ат) при таком высоком давлении в цилиндре продукты сгорания проникали через сопловые отверстия в форсунку и, загрязняя внутреннюю полость её и способствуя закоксовыванию сопловых отверстий форсунки, совершенно нарушали нормальную работу её.

После нескольких часов работы двигателя на газе с указанным распределением и давлением форсуночного воздуха внутренняя полость форсунки цилиндра № 3 вследствие неплотности иглолки оказалась полностью забита коксом.

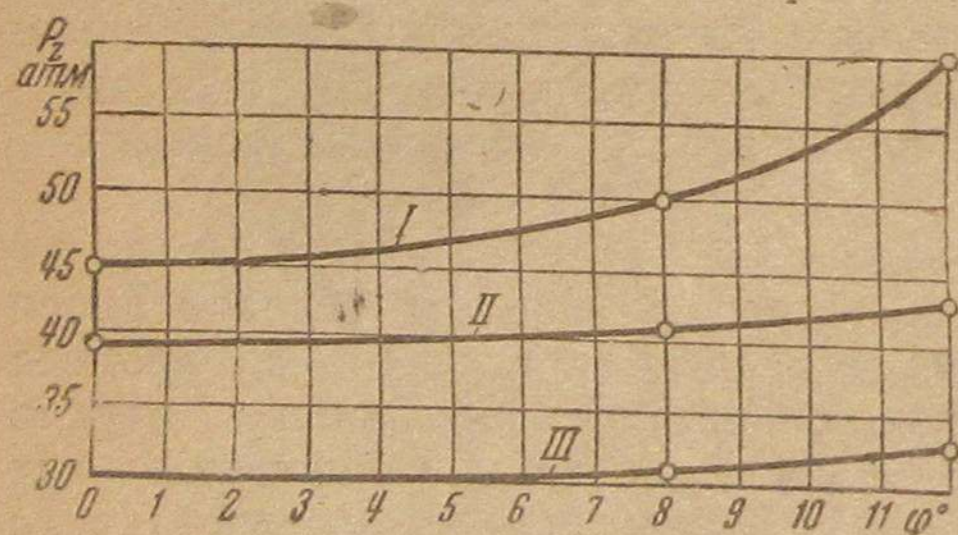
Таким образом, наладочные испытания двигателя выявили необходимость внесения изменений: во-первых, в газораспределение двигателя, во-вторых, в принятых размерах смесителя.

Газораспределение двигателя для работы на генераторном газе в результате проведённых наладочных испытаний было установлено, как указано в табл. 2.

Таблица 2

Клапаны	Работа двигателя на газе с применением «запального» жидкого топлива			
	Открытие		Закрытие	
	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня	в углах поворота коленчатого вала	в мм хода поршня
Всасывающий	12° после в. м. т.	4 мм после в. м. т.	38° после н. м. т.	34 мм после н. м. т.
Выхлопной	46° до н. м. т.	48 мм до н. м. т.	12° после в. м. т.	4 мм после в. м. т.
Форсунка	0° до в. м. т.	0 мм до в. м. т.	36° после в. м. т.	42 мм после в. м. т.
Форсунка	8° до в. м. т.	2 мм до в. м. т.	36° после в. м. т.	42 мм после в. м. т.

Как видно из приведённых выше данных, газораспределение при работе двигателя на газе отличается при работе на жидком топливе только моментами открытия всасывающего и топливного (форсунки) клапанов.



Фиг. 2.

Всасывающий клапан открывается в момент закрытия выхлопного, что очень легко достигается путём увеличения зазора между роликом рычага клапана и кулачковой шайбой. При этих фазах распределения всасывания и выхлопа во всей дальнейшей работе двигателя

на газе взрывов смеси в смесителе совершенно не наблюдалось. Изменение момента опережения подачи жидкого «запального» топлива осуществлялось сменой стёмной рабочей части форсуночной кулачковой шайбы. Испытания проводились с опережением подачи жидкого топлива 0°, 8° и 12° до в. м. т. как при работе двигателя на газе, так и на жидком топливе. На фиг. 2 по данным испытаний представлена зависимость $[P_z = f(\varphi)]$ давления конца горения рабочей смеси от угла опережения подачи жидкого топлива — φ . Кривая I показывает такую зависимость при работе двигателя на газе со смесителем, у которого диаметр воздушного патрубка был равен 65 мм. Как

видно, давление P_z при $\varphi = 12^\circ$ достигало 60 ат и при $\varphi = 0$ 45 ат. Работа двигателя при этом сопровождалась «стуками» в цилиндрах. Такое повышение давления в цилиндре для данного двигателя, естественно, нельзя считать допустимым.

Кривая II показывает эту же зависимость со смесителем при диаметре воздушного патрубка 115 мм и патрубка газовой смеси 90 мм. Конструкция смесителя во втором варианте принята такой же, как и в первом тройникового типа. В первом варианте воздушный патрубок имел диаметр 65 мм (был рассчитан при коэффициенте избытка воздуха в газовой смеси $\alpha_1 = 1,2$), во втором варианте принят 115 мм. Диаметр патрубка газовой смеси был 80 мм, в новом смесителе — 90 мм. Зависимость по кривой II показывает, что давление в цилиндре P_z при тех же значениях угла φ значительно ниже, чем при работе двигателя с диаметром воздушного патрубка 65 мм. При этом следует указать, что стуки в цилиндрах не наблюдались. С точки зрения прочности деталей двигателя, как показал проверочный расчёт, значения давлений P_z по кривой II ($P_z = 43-39$ ат) вполне допустимы.

Таким образом, данные испытаний (кривая II) двигателя на газе с диаметром воздушного патрубка смесителя 115 мм показывают вполне нормальную работу двигателя при углах опережения подачи жидкого «запального» топлива от 0 до 8°.

Кривая III представляет собой зависимость $P_z = f(\varphi)$ при работе двигателя на жидком топливе, из которой следует, что максимальное значение P_z при угле $\varphi = 12^\circ$ равняется 33 ат, а при $\varphi = 0^\circ$ $P_z = 30$ ат.

Из сравнения зависимости по кривым II и III следует, что повышение давления P_z при работе на газе для всех значений угла φ примерно постоянно и равно 10 ат.

Проведённые испытания двигателя на газе с различными размерами смесителя показали, что скорость нарастания давления в цилиндре при горении газовой смеси зависит от имеющегося количества воздуха в рабочей газовой смеси, т. е. от коэффициента избытка воздуха в смеси. Чем беднее смесь, тем меньше скорость горения газовой смеси, тем меньше скорость нарастания давления при этом, а следовательно, меньше величина повышения давления при повороте на 1°.

При работе двигателя на газе с полной нагрузкой и максимальным давлением в цилиндре P_z не выше 41 ат (фиг. 2, кривая II) по данным анализа, произведённого во время испытаний, продукты сгорания имели следующий состав:

по объёму: $\text{CO}_2 = 12,8\%$; $\text{O}_2 = 3,8\%$; $\text{CO} = 0\%$;
азота: $\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2) = 83,4\%$.

Данные анализа позволяют определить коэффициент избытка воздуха в цилиндре при горении газовой смеси и жидкого «запального» топлива, пользуясь известной формулой:

$$\alpha'_1 = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_2}{\text{N}_2}} = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{3,8}{83,4}} = 1,2.$$

Для определения коэффициента избытка воздуха в газовой смеси α_1 в зависимости от коэффициента избытка воздуха в смеси газа, воздуха и жидкого «запального» топлива α'_1 , введём обозначения:

- B — расход жидкого запального топлива за цикл в кг;
 L_0^r — теоретическое количество воздуха, потребное для сгорания 1 моля генераторного газа;
 L_0' — теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива;
 V_h — рабочий объём цилиндра;
 η_v^r — коэффициент подачи двигателя;
 q — расход форсуночного воздуха в кг на 1 кг жидкого топлива;
 P_0, T_0 — давление и температура наружного воздуха.
 Количество воздуха, поступающего в газовой смеси в цилиндр двигателя за один цикл:

$$L_{ц}^B = \alpha_1 \cdot L_0^r \frac{V_h \cdot \eta_v^r}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^r} \text{ м}^3/\text{цикл.}$$

При воздушном распыливании запального жидкого топлива к этому количеству воздуха прибавляется форсуночный воздух:

$$L_{ц}^B = \alpha_1 \cdot L_0^r \frac{V_h \cdot \eta_v^r}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^r} + \frac{q \cdot 23,15 \cdot T_0}{28,95 \cdot 273 \cdot P_0} \cdot B.$$

Теоретическое количество воздуха, потребное для сгорания расходуемой двигателем за цикл смеси газа воздуха и жидкого «запального» топлива:

$$L_{оц} = L_0^r \frac{V_h \cdot \eta_v^r}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^r} + B \cdot L_0' \text{ м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха в смеси газа, воздуха и жидкого «запального» топлива:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_1 \cdot L_0^r \frac{V_h \cdot \eta_v^r}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^r} + \frac{q \cdot 23,15 \cdot T_0}{28,95 \cdot 273 \cdot P_0} \cdot B}{L_0^r \frac{V_h \cdot \eta_v^r}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^r} + B \cdot L_0'}$$

Теоретическое количество воздуха по объёму, потребное для сгорания 1 моля генераторного газа состава, определённого при одновременном испытании двигателя и газогенератора: $\text{CO}_2 = 12,7\%$; $\text{CO} = 18\%$; $\text{CH}_4 = 2\%$; $\text{H}_2 = 18,2\%$; $\text{N}_2 = 48,5\%$; $\text{O}_2 = 0,6\%$.

$$L_0^r = \frac{0,5(\text{H}_2 + \text{CO}) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2}{0,21} = \frac{0,5(0,182 + 0,18) + 2 \cdot 0,02 - 0,006}{0,21} = 1,02 \text{ моль.}$$

Расход жидкого «запального» топлива за цикл:

$$B = \frac{C_m \cdot 2}{60 \cdot n \cdot z} = \frac{9,6 \cdot 2}{60 \cdot 232 \cdot 3} = 0,00046 \text{ кг/цикл.}$$

где C_m — расход «запального» жидкого топлива двигателем при полной нагрузке. По данным испытаний, приведённым дальше, C_m равен 9,6 кг/час.

Теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива равно $L_0' = 12,5 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Коэффициент подачи двигателя по данным испытаний равен $\eta_v^r = 0,84$.

Расход форсуночного воздуха принят $q = 2 \text{ кг}$ на 1 кг топлива.

Подставляя значения указанных величин в выражение α'_1 , находим $\alpha_1 \approx 1,9$.

Отсюда следует, что при расходе жидкого «запального» топлива 9,6 кг/час, т. е. около 30% от расхода при работе двигателя на жидком топливе, коэффициент избытка воздуха в цилиндре α'_1 уменьшается на 0,7 по сравнению с коэффициентом избытка воздуха α_1 в газовой смеси.

Первоначальный диаметр воздушного патрубка смесителя был определён при $\alpha_1 = 1,2$, что соответствует коэффициенту избытка воздуха в цилиндре $\alpha'_1 = 0,5$ при 30%-ном расходе жидкого топлива, т. е. в рабочей смеси был недостаток воздуха.

При испытании двигателя это подтверждалось тем, что работа двигателя сопровождалась «дымным» выхлопом и стуками в цилиндрах. Дымный выхлоп происходил, очевидно, по причине недостатка воздуха для полного горения «запального» жидкого топлива, а стуки в цилиндрах происходили вследствие большой скорости нарастания давления в цилиндре при горении газовой смеси (давление достигало 60 ат).

Диаметр воздушного патрубка смесителя (65 мм) был определён из условия, что расход «запального» жидкого топлива не будет превышать 10% и при этом, если $\alpha_1 = 1,2$, то в цилиндре будет $\alpha'_1 \approx 1$. При таком малом коэффициенте избытка воздуха в цилиндре, как подтверждают данные испытаний двигателя, процесс горения газовой смеси протекает с большим повышением давления в цилиндре, не допустимым для компрессорного двигателя Дизеля. Таким образом для компрессорных дизелей рабочая смесь в цилиндрах должна иметь коэффициент избытка воздуха около 1,2, тогда как для бескомпрессорных двигателей Дизеля этот коэффициент может быть понижен до единицы и меньше. Это обстоятельство позволит вводить в цилиндр бескомпрессорного дизеля более богатую газовую смесь и уменьшить расход жидкого «запального» топлива при сохранении мощности двигателя на газе.

Проведённые испытания двигателя на газе при различных нагрузках окончательно подтвердили необходимость установки смесителя с диаметром воздушного патрубка больше 65 мм; при сдаче двигателя в эксплуатацию диаметр воздушного патрубка смесителя был принят 115 мм.

Результаты испытания двигателя

Проведённые кратковременные контрольные испытания двигателя около 25 час. (проведение более длительных испытаний не представилось возможным по условиям эксплуатации станции завода) при работе на генераторном газе с применением «запального» жидкого топлива выявили следующие результаты:

1. Полная нагрузка на двигатель при работе как на жидком топливе, так и на генераторном газе составляет 180 а при 220 в. (Неправильность показаний амперметра не позволяет при этом точно установить развиваемую двигателем эффективную мощность.) Среднее число оборотов вала двигателя при полной нагрузке $n = 230$ об/мин. Тепловой заряд цилиндра двигателя при этой нагрузке равен:

$$\frac{C_r \cdot 2 \cdot H_u^r}{60 \cdot n \cdot z} + \frac{C_m \cdot 2 \cdot H_u^m}{60 \cdot n \cdot z} = Q_{ц}$$

где C_r — расход генераторного газа в час при полной нагрузке двигателя по данным испытаний газогенераторной установки равен $200 \text{ м}^3/\text{час}$; при этом расход жидкого «запального» топлива составлял $C_m = 9,6 \text{ кг/час}$;

H_u^r — теплотворная способность газа по данным анализа равна 1189 ккал/м^3 ;

H_u^m — теплотворная способность жидкого топлива; принимаем 10000 ккал/кг ;

z — число цилиндров двигателя;

$$Q_{ц} = \frac{200 \cdot 2 \cdot 1189}{60 \cdot 230 \cdot 3} + \frac{9,6 \cdot 2 \cdot 10000}{60 \cdot 230 \cdot 3} = 11,5 + 4,6 = 16,1 \text{ ккал/цикл.}$$

Таким образом, тепловой заряд цилиндра двигателя при этом режиме работы двигателя складывается из 71,2% тепла, выделенного от горения газа, и только 28,8% от горения жидкого топлива.

2. Среднее значение часового расхода на двигатель генераторного газа $200 \text{ м}^3/\text{час}$ и жидкого запального топлива $9,6 \text{ кг/час}$ при полной нагрузке двигателя.

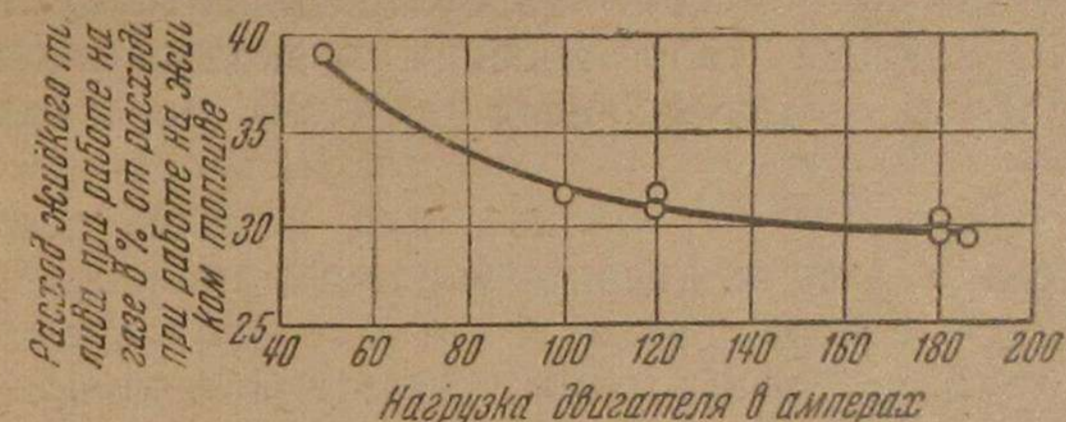
При работе двигателя на жидком топливе с той же нагрузкой расход топлива на двигатель в среднем равен $31,5 \text{ кг/час}$.

На фиг. 3 по данным испытаний приведён расход «запального» жидкого топлива при работе двигателя на газе в процентах от расхода при работе двигателя на жидком топливе в зависимости от нагрузки двигателя.

Минимальное значение расхода «запального» топлива в процентах составляет около 30, при полной нагрузке двигателя 180 а, что в абсолютных цифрах составляет $9,5 \text{ кг}$. При нагрузке 50 а расход равен 39%, или $4,9 \text{ кг/час}$. Топливные насосы были при этом установлены на минимальную подачу с полезным ходом скалки 1,5 мм. Двигатель имеет два насоса на три цилиндра, диаметр скалки насоса 21 мм. При этом расходе газа и жидкого топлива температура выхлопных газов не превышала 400°С .

Содержание окиси углерода в выхлопных газах двигателя не было обнаружено. Температура выхлопных газов и состав продуктов сгорания позволяют судить о том, что процессы горения в цилиндре двигателя Дизеля по дизельгазовому процессу протекают вполне нормально.

3. Как было уже отмечено ранее, давление горения по дизельгазовому процессу зависит от избытка воздуха в газовой смеси. При более богатом составе смеси давление горения выше. Для



Фиг. 3. Расход жидкого топлива при работе на газе в процентах от расхода при работе на жидком топливе.

уменьшения давления горения состав газовой смеси необходимо обеднять за счёт увеличения коэффициента избытка воздуха в газовой смеси. Проведённые испытания показали, что для компрессорных дизелей коэффициент избытка воздуха в газовой смеси должен быть около 1,7—1,9, при этом давление горения не превышает 40—41 ат.

Для восстановления мощности двигателя при работе на смеси с большим коэффициентом избытка воздуха расход «запального» жидкого топлива приходится увеличивать. В рассматриваемом компрессорном дизеле расход жидкого топлива при полной нагрузке составляет 30%, который можно было бы и уменьшить, но при этом развиваемая мощность двигателем будет меньше нормальной. Проводившиеся испытания в эксплуатационных условиях не позволили точно установить падение мощности двигателя при уменьшении расхода жидкого топлива.

Выводы

1. Произведённые испытания четырёхтактного компрессорного двигателя Дизеля при работе на генераторном газе в эксплуатационных условиях выявили полную возможность работы двига-

теля на генераторном газе, с применением для воспламенения газовой смеси жидкого топлива. Параметры осуществляемого при этом дизельгазового процесса (максимальное давление в цилиндре, температура горения смеси и выхлопа) характеризуют собою нормальное протекание процесса горения топлива в цилиндре двигателя и являются вполне допустимыми для компрессорных четырёхтактных дизелей.

2. Расход жидкого «запального» топлива зависит от характера протекания процесса горения газовой смеси, определяемого $P_z = f(\varphi)$, т. е. зависимостью между давлением в цилиндре при горении газа и углом поворота коленчатого вала. При высоких давлениях горения (не допустимых в компрессорных дизелях) смесь приходится обеднять за счёт увеличения коэффициента избытка воздуха, а следовательно, для восстановления мощности двигателя увеличивать расход жидкого топлива.

Для уменьшения полученного расхода жидкого топлива (30% от расхода при полной нагрузке двигателя) необходимо дальнейшее проведение теоретических и экспериментальных исследований работы компрессорных дизелей по дизельгазовому процессу.

3. Применение жидкого топлива для воспламенения газовой смеси значительно конструктивно упрощает перевод двигателей Дизеля на работу генераторным газом и позволяет в любой момент осуществить перевод работы двигателя с одного вида топлива на другой.

Л. Г. ЛЕВИЦКИЙ

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕВОДА КОМПРЕССОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА ГАЗ ПО ДИЗЕЛЬГАЗОВОМУ ПРОЦЕССУ

Всасывающая система. Приступая к выбору конструктивных форм всасывающей системы мощных двигателей, необходимо прежде всего иметь в виду следующее: нельзя допускать наличия больших объёмов газовой смеси (взрывного соотношения). Для этого место образования смеси нужно располагать возможно ближе к всасывающему клапану, а если позволяет конструкция крышки, то непосредственно в самом всасывающем клапане. Для двигателей с цилиндровой мощностью более 50 л. с. нужно избегать постановки смесителя перед общим ресивером и даже постановки одного смесителя на несколько цилиндров. Наличие больших масс взрывной смеси перед всасывающим клапаном, при прорыве горячих продуктов сгорания во всасывающую систему, приведёт к воспламенению её, хлопки которой, даже при малых размерах, нарушают нормальное смесеобразование и наполнение цилиндра и, как результат, значительно уменьшают площадь индикаторной диаграммы.

Нами была проверена конструкция смесителя, показанная на фиг. 1. Здесь воздух поступает по каналу *a*, а газ из общего газового ресивера снизу по каналу *б*. Так как газовый и воздушный каналы разделены между собой перегородкой *в*, идущей не только в смеситель, но и в крышку цилиндра до самой полости всасывающего клапана, то смесеобразование производится непосредственно над тарелкой всасывающего клапана и объём, занимаемый взаимной смесью, получается настолько малым, что небольшие перемещения газа либо смещают его с пространства над всасывающим клапаном или изменяют соотношение газа и воздуха настолько, что смесь, при прорыве горячих продуктов сгорания через всасывающий клапан, не воспламеняется (об изменении соотношения газа и воздуха в смесителе и влиянии перемещения газа во всасывающем трубопроводе будет сказано ниже).

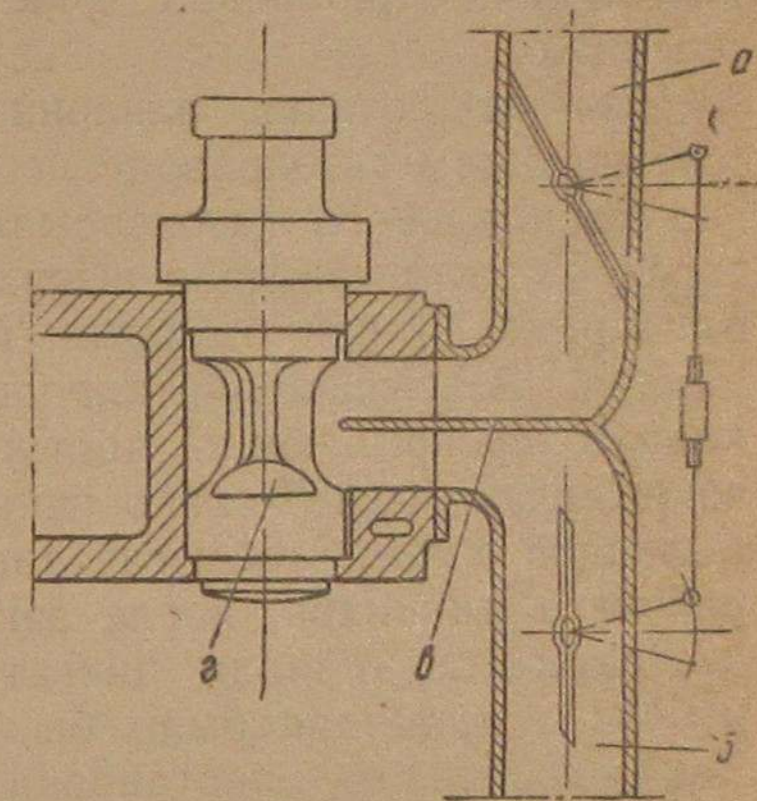
Регулирование соотношения засасываемых в цилиндр газа и воздуха производится при помощи двух спаренных вместе дроссельных заслонок.

Для предупреждения выбрасывания газа через воздушные каналы в помещение на них предусмотрены невозвратные клапаны.

Инерционные явления и борьба с ними. В двигателях большой мощности приходится иметь дело с большими массами газа, неравномерно двигающимися по трубопроводам.

Источником переменных давлений всасывания является, с одной стороны, неравномерное движение поршня, с другой, — периодичность его действия в четырёхтактных двигателях (засасывание производится только в одну четвёртую времени цикла). Эти условия иногда создают в газопроводе настолько заметные колебательные явления, что с ними уже нельзя не считаться, так как последние, при применении бесклапанных смесителей, не только могут уменьшить коэффициент наполнения рабочего цилиндра и, следовательно, понизить цилиндковую мощность двигателя, но и в некоторых случаях даже привести к неустойчивой работе двигателя и к большим колебаниям мощности и давления сгорания, что совершенно недопустимо. Для предотвращения возникновения колебаний газового столба и передачи их на длинные всасывающие газопроводы и, следовательно, исключения влияния длины газопровода, следует по пути газа перед цилиндрами предусмотреть специальный ресивер, равный 3—5-кратному объёму цилиндра.

Кроме колебательных явлений во всасывающем трубопроводе при больших движущихся массах газа, мы встречаемся с фактом



Фиг. 1.

значительного влияния инерции газового столба. В начале хода поршня, когда скорость его возрастает, газовый столб, имея отрицательный знак сил инерции, отстаёт от движения поршня; давление, как в цилиндре двигателя, так и над всасывающим клапаном уменьшается. По мере приближения поршня к середине своего хода и особенно во второй половине хода поршня, когда силы инерции изменили свой знак, движение газового потока ускоряется и достигает максимума, когда скорость поршня уже уменьшается. К моменту закрытия всасывающего клапана инерция газового столба еще настолько значительна, что газовая волна, ища выхода, вырывается из смесителя через воздушный патрубок в помещение. Это приводит, во-первых, к значительному непроизводительному расходу газа, и, во-вторых, газ, насыщая воздух машинного помещения, отравляюще действует на организм обслуживающего персонала.

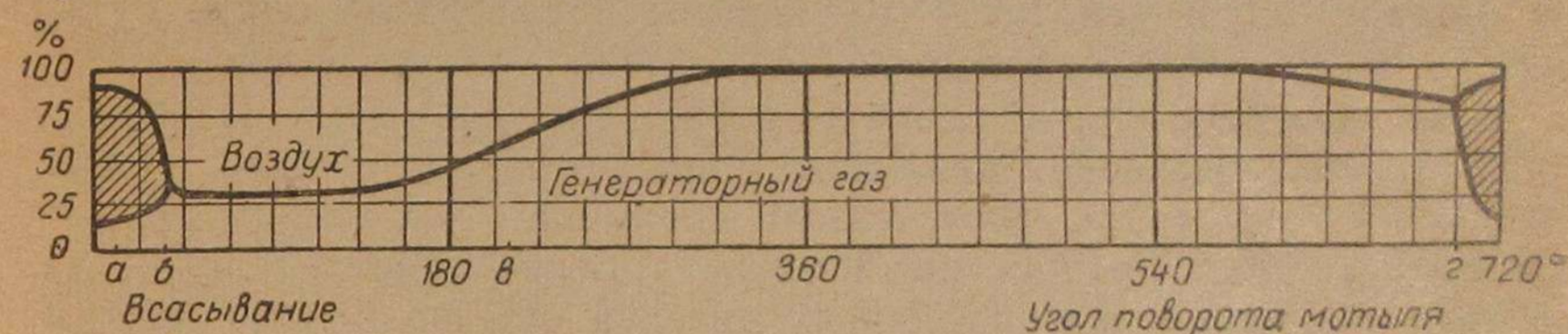
Для исключения влияния данных инерционных явлений во всасывающем газопроводе, необходимо предусматривать изготовление специального газвсасывающего клапана с дополнительной тарелкой, открывающей выход газа в пространство над клапаном, одновременно при открытии всасывающего клапана рабочего цилиндра. Всасывающий клапан должен быть сделан так, чтобы клапан перекрывающий доступ газа (назовём его газовый клапан), закрывался бы несколько раньше всасывающего клапана рабочего цилиндра с тем, чтобы газовая смесь, находившаяся над клапаном рабочего цилиндра, после закрытия газового клапана смогла бы засосаться в цилиндр двигателя и пространство над клапаном рабочего цилиндра было бы заполнено уже обеднённой смесью. Таким образом постановка комбинированного всасывающего клапана одновременно исключила бы влияние инерционных явлений в газвсасывающем трубопроводе и предотвратила бы возникновение взрывов (хлопков) над всасывающим клапаном рабочего цилиндра.

В тех же случаях, когда такой комбинированный клапан почему-либо сделать нельзя и вместо него приходится ставить бесклапанный смеситель, то для уменьшения влияния инерционных явлений следует газопровод, соединяющий газовый ресивер со всасывающими патрубками крышек цилиндров, делать по возможности короче и на воздушных патрубках смесителей ставить невозвратные клапаны; в тех же случаях, когда по конструктивным соображениям этого сделать нельзя и газопроводы все же получаются длинными, можно путём постановки на выходе из ресивера специальных дроссельных шайб или заслонок изменить время действия инерционного столба так, чтобы волна повышенного давления газа не только не нарушала смесеобразование в процессе зарядки рабочего цилиндра, а наоборот, даже увеличила наполнение рабочего цилиндра и исключила бы возможность возникновения взрывов газовой смеси в смесителе.

На фиг. 2 представлена кривая изменения процентного соотношения газа и воздуха в пространстве (г) (см. фиг. 1) над всасы-

вающим клапаном рабочего цилиндра за два оборота коленчатого вала. Высота ординаты составляет сумму объёмов газа и воздуха, равную 100%. Начнём объяснения с момента, когда разрежение в цилиндре начинает возрастать при нисходящем ходе поршня и в цилиндр начинает поступать газовая смесь. В начале всасывания, вследствие того, что сопротивление воздухопровода меньше, чем сопротивление газопровода, и движение газа в силу действия сил инерции отстаёт от движения поршня, воздуха засасывается в цилиндр больше, чем газа. Это продолжается до тех пор, пока скорость поршня во второй половине своего хода не начнёт уменьшаться, тогда ускорение газового столба меняет свой знак и масса газа, стремясь сохранить приобретённую скорость, двигается по направлению к цилиндру, повышая давление в объёме над клапаном.

Процент газа растёт за счёт количества всасываемого воздуха, причём чем больше закрывается всасывающий клапан, тем меньше



Фиг. 2.

засасывается смеси в цилиндр и тем больше газ заполняет пространство над клапаном. Процент содержания газа продолжает расти и после закрытия всасывающего клапана (момент в), постепенно заполняя газом пространство над клапаном, доводит его до 100. Когда кривошип данного цилиндра повернётся приблизительно на 460° цикла, волна давления газового столба начинает спадать, отражаясь от невозвратных клапанов смесителя, и при 587° появляется опять некоторый процент воздуха, входящий в момент открытия всасывающего клапана (точка г) до 80% содержания газа. При открытии всасывающего клапана продукты сгорания, имея давление более высокое, чем во всасывающей магистрали, вырываются из-под клапана рабочего цилиндра, заполняют пространство над клапаном и вытесняют находящуюся там газовую смесь (процент содержания продуктов сгорания на диаграмме заштрихован). Далее засасывание не будет происходить до тех пор, пока давление в цилиндре не упадёт настолько, чтобы газы, под действием разности давлений, могли устремляться в цилиндр, снова засасывая туда все продукты сгорания, находящиеся во всасывающем трубопроводе. Объём над всасывающим клапаном опять заполняется смесью, причём, так как сопротивление воздухопровода меньше, чем сопротивление газопровода, и инерционные явления в воздушном трубопроводе сказываются меньше, то процент засасываемого воздуха резко повышается за счёт количества газов, после чего процесс повторяется сначала.

Из приведённой кривой видно, что большую часть времени в пространстве над клапаном процент газа поддерживается выше взрывного соотношения. Вот почему взрывы в смесителе данного двигателя не имеют места не только при открытии всасывающего клапана (момент t), но даже при прорыве газов во время рабочего хода. Таким образом, у двигателей, имеющих раннее открытие всасывающих клапанов и вследствие этого не допускающих без изменения газораспределения применения бесклапанных смесителей, можно все же поставить таковые и, не производя изменения газораспределения, путём только рационального использования инерционных явлений газового столба добиться полного отсутствия взрывов-хлопков во всасывающей системе.

Однако такой способ может найти применение только в тех случаях, когда нагрузка двигателя поддерживается постоянной, так как при изменении режима работы двигателя регулирование инерционного наполнения надклапанного пространства нарушается, и может получиться так, что взрывы в смесителе опять будут иметь место, что и наблюдалось на подопытной установке.

Регулирование давления сгорания. Известно, что степень повышения давления λ при сгорании газовых смесей, равная $\lambda = 1,6 \div 1,9$, значительно превышает λ , компрессорных двигателей, работающих на жидком топливе. Максимальное давление сгорания у компрессорных дизелей обычно бывает низким. На это же давление рассчитан и коленчатый вал. Поэтому при переводе компрессорных дизелей на газ необходимо стремиться к возможно большему приближению давления P_z к давлению, которое имел компрессорный двигатель при работе на жидком топливе.

Величина давления сгорания P_z зависит от коэффициента избытка воздуха засасываемой смеси, от величины давления сжатия P_c и от величины опережения воспламенения смеси. В тех случаях, когда нежелательно идти на большое увеличение коэффициента избытка воздуха газовой смеси, так как при этом для сохранения мощности двигателя приходится идти на значительное увеличение присадки «запального» жидкого топлива, остаётся возможным уменьшать P_z только за счёт P_c и угла опережения впрыска топлива. Уменьшая давление сжатия на 5—7 ат, мы понижаем P_z на 8 ÷ 13 ат без особого ухудшения работы двигателя по смешанному циклу, но при этом сталкиваемся с фактом ухудшения температурных условий начала сгорания, что при работе двигателя по циклу Дизеля приводит к увеличению удельного расхода топлива, догоранию на линии расширения и к другим ненормальностям действительного цикла. С другой стороны, при большом понижении степени сжатия ухудшается запуск двигателя. Оба эти фактора ставят предел понижения степени сжатия.

Предел понижения давления сжатия P_c во многом зависит от условий работы двигателя и тех задач, которые ставят перед собой авторы проекта перевода двигателя. Если они ставят задачу, чтобы двигатель, кроме работы на газе, длительное время рабо-

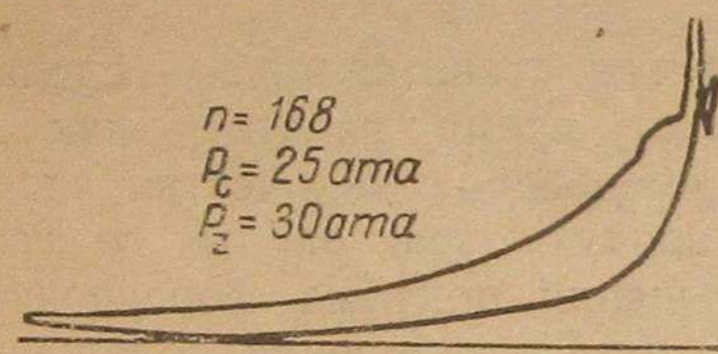
тал и на жидком топливе по циклу Дизеля, то в этом случае давление сжатия нельзя понижать ниже 28 ат. Если же при конвертации двигателя будет поставлена задача — работать на жидком топливе по дизельному циклу только при пуске, после чего двигатель сразу же будет переходить на работу на газе, то в этом случае давление конца сжатия может быть понижено до 24—25 ат, а при принятии специальных мер для обеспечения запуска двигателя — подогрев смеси, уменьшение подачи распыливающего воздуха, на чём мы остановимся ниже, — его можно довести до 22—23 ат, причём даже при таких давлениях сжатия двигатель на газе будет работать нормально только с некоторой потерей мощности.

Изменение в топливной системе. При работе на газе с зажиганием жидким топливом количество последнего вводится в цилиндр около 20—35% от нормального расхода. Для распыливания этого уменьшённого количества топлива необходимо также меньшее количество распыливающего воздуха. Уменьшение количества распыливающего воздуха может производиться:

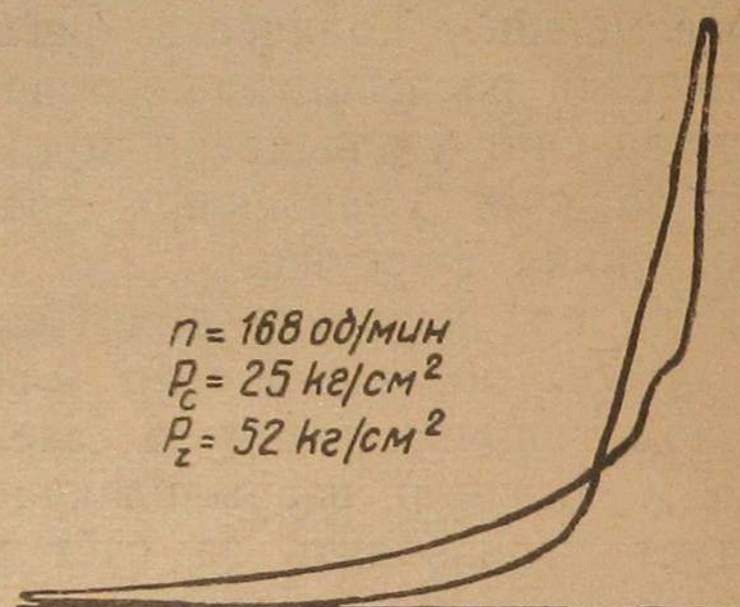
- а) за счёт уменьшения подъёма форсуночной иглы;
- б) за счёт уменьшения диаметра отверстий распылительного наконечника форсунки.

Если при переводе двигателя на газ ставится цель — сделать так, чтобы последний мог длительное время работать как на жидком топливе, так и на газе, то уменьшение количества вводимого в цилиндр распыливающего воздуха, при работе на газе, следует производить за счёт уменьшения подъёма форсуночной иглы, что лучше всего осуществить путём изменения положения рычага, выключающего пусковой клапан и включающего форсунку, т. е. за счёт изменения зазора между роликом рычага и топливным кулачком вне его рабочей части. Если же дизель в основном предполагают эксплуатировать на газе и только запуск его осуществлять на жидком топливе, то более целесообразно заменить распыливающие наконечники форсунок на другие, с меньшими диаметрами отверстий, подгоняя их по режиму работы на газе. Опасаться, что данные распределительные наконечники с меньшими диаметрами отверстий не обеспечат пуск и работу двигателя на холостом ходу, не приходится, так как при малых пусковых числах оборотов время впрыска топлива увеличивается в несколько раз и поэтому необходимое для первых вспышек количество топлива вполне успеет пройти через уменьшённые отверстия распылительных наконечников. По мере же разворота двигателя, наряду с уменьшением времени впрыска, уменьшается и количество топлива, необходимого для разворачивания двигателя. Когда же двигатель достигает нормального числа оборотов, при холостом его ходе, он будет потреблять топлива 20—30% от нормального его расхода, т. е. то количество, подачу которого также обеспечит поставленный новый распылитель. Однако надо учесть, что при распылительных наконечниках с уменьшёнными отверстиями нагружать двигатель можно только на газе.

При переводе компрессорного двигателя на газ по дизельгазовому процессу приходится регулирование двигателя производить для двух совершенно различных по своим моторным качествам видов топлива. В компрессорном двигателе, работающем на жидком топливе, последнее обычно впрыскивается за $10-15^\circ$ до в. м. т., тогда как в двигателе, работающем по дизельгазовому процессу, «запальное» топливо необходимо впрыскивать при $0-5^\circ$. Таким образом, разница составляет $10-15^\circ$. Если отрегулировать момент впрыска топлива для работы на жидком топливе, то при работе на газе получаются давления сгорания порядка $55-65$ ат, что для компрессорного двигателя нельзя допускать. Если же отрегулировать момент впрыска топлива для работы на газе, то при работе на жидком топливе получаем совершенно недопустимое запаздывание начала воспламенения (особенно при пониженных степенях сжатия). Если даже момент впрыска топлива установить где-то в середине, между положением, необходимым для работы на жидком топливе и для работы на газе, то и тогда получаются совершенно неудовлетворительные ин-



Фиг. 3.

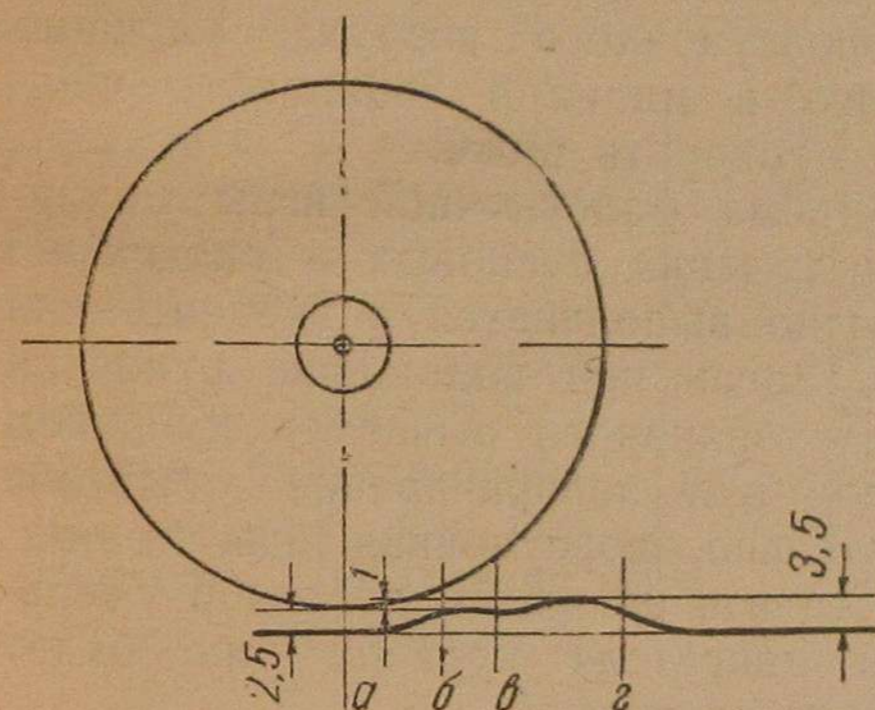


Фиг. 4.

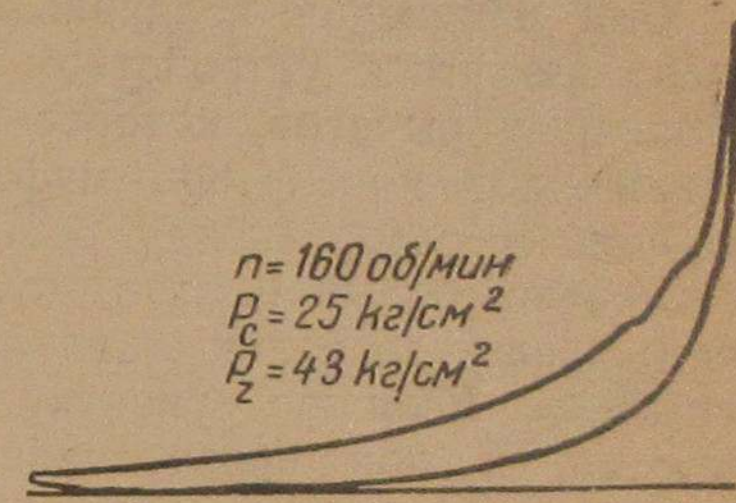
дикаторные диаграммы. На фиг. 3 и 4 представлены такие индикаторные диаграммы, фиксирующие изменение давлений при работе на жидком топливе и при работе на газе с воспламенённым жидким топливом двигателя Л. Нобель, 400 л. с. при 168 об/мин, при давлении сжатия $P_c = 25 \text{ кг/см}^2$, причём момент впрыска для данных двух диаграмм выбран средним и при переходе с одного вида топлива на другое момент поднятия иглы не изменялся. Как видно из первой диаграммы, опережение впрыска топлива явно мало, тогда как на второй диаграмме, наоборот, опережение слишком велико и, как результат, слишком высокое давление сгорания — 52 кг/см^2 . Таким образом, отрегулировать двигатель на хорошую работу по обоим циклам без изменения начала впрыска топлива нельзя.

Решение вопроса для получения одинаково хороших индикаторных диаграмм как при работе на жидком топливе, так и на газе для компрессорных дизелей может быть найдено в изготовлении специального «двухэтажного» топливного кулачка. На фиг. 5 представлена развёртка такого кулачка. Подъёмная часть кулачка разбита на две части (участок а—б и участок в—г, смещённые друг от друга на 10°). При накатывании ролика топлив-

ного рычага (точка а) форсуночная игла поднимается, но не сразу на 3 мм, как это было раньше, а на 2 мм, и только, когда ролик придёт в точку в, игла снова начнёт подниматься на оставшийся 1 мм. Угол поворота, соответствующий разнице смещения точек а и в, соответствует $10-12^\circ$ поворота коленчатого вала. При работе двигателя на жидком топливе зазор между роликом и кулачной шайбой (вне гребня кулачка) устанавливается таким, чтобы подъём иглы начинался с момента накатывания ролика в точке а, что будет соответствовать моменту опережения впрыска топлива при работе его по циклу Дизеля. При этом двухступенчатый подъём иглы не только не ухудшит условий сгорания топлива, а, наоборот, даже улучшит их, так как при работе на тяжёлых сортах моторного топлива, в начальный момент, когда в цилиндре сжатый воздух имеет сравнительно низкую температуру, необходимо вводить сначала малое количество топлива, которое, сгорая,



Фиг. 5.



Фиг. 6.

поднимает общую температуру в цилиндре и, следовательно, улучшит температурные условия сгорания, после чего уже порцию вводимого топлива можно увеличить. Это правило в предлагаемом здесь комбинированном кулачке при работе двигателя на жидком топливе полностью находит отражение.

При переходе двигателя на газ зазор между роликом топливного рычага и кулачной шайбой (вне гребня кулачка) следует (путём поворота рукоятки эксцентричной муфты оси рычагов) увеличить настолько, чтобы весь первый участок гребня кулачка (участок а—б) ролик прошёл, не задевая за него, и только, когда подойдёт второй участок гребня кулачка (точка в), ролик, отжимаясь, будет поднимать иглу. В этом случае подъём иглы ограничится величиной разности между высотами второго и первого участков кулачка, причём момент подъёма будет смещён на $10-12^\circ$ поворота коленчатого вала позже, чем это мы имели при работе на жидком топливе, что примерно и составляет разницу в величине угла опережения для работы на жидком топливе и на газе. Таким образом, применив такой комбинированный кулачок, мы можем, во-первых, начиная работу на его первой части, иметь нормальный угол опережения при работе двигателя на

жидком топливе, и, начиная работу только на второй части кулачка, иметь также нормальный угол опережения для двигателя, работающего на газе с воспламенением жидким топливом. При этом индикаторные диаграммы принимают нормальный вид и давление сгорания не выходит из расчётных пределов (фиг. 6). Во-вторых, при работе газа малые количества воспламеняющего топлива будут распыливаться также малыми количествами распыливающего воздуха, что, как мы уже указывали раньше, улучшает цикл, так как уменьшается количество введённого в цилиндр охлаждающе действующего форсуночного воздуха.

Наконец, в-третьих, при такой форме кулачка запуск двигателя можно и нужно производить только на втором гребне, что, с одной стороны, при малых пусковых числах оборотов обеспечит нужное время для развития цепи сгорания и, с другой, уменьшая количество вводимого в цилиндр форсуночного воздуха, улучшит условия воспламенения введённого в цилиндр топлива, о чём, однако, более подробно мы будем говорить ниже.

Для изменения величины подъёма форсуночной иглы можно воспользоваться устройством выключения пусковых и включения топливных рычагов, которое обычно выполняется с эксцентрично насаженной поворотной муфтой. Здесь при положении рукоятки на «стоп» зазор между роликом топливного рычага и кулачком настолько большой, что кулачок при поворачивании двигателя не задевает за ролик и, следовательно, форсуночная игла не поднимается. Если же рукоятку поставить на «ход», то зазор уменьшается, и при проворачивании двигателя кулачок уже будет задевать за ролик, производя подъём иглы.

Таким образом, путём поворота рукоятки эксцентрика (с закреплением её в нужном положении) всегда можно установить такой зазор между роликом и кулачком (вне его рабочей части), чтобы подъём форсуночной иглы был бы равен необходимой нам величине.

Запуск двигателя. Выше уже указывалось, что при переводе компрессорных дизелей на газ по смешанному циклу приходится снижать степень сжатия, что весьма сказывается на пусковых качествах двигателя. Чем меньше степень сжатия, тем запуск двигателя становится более затруднительным.

Для обеспечения нормального запуска при пониженных степенях сжатия необходимо:

1. Обеспечить предварительный прогрев втулок рабочего цилиндра и крышек двигателя паром. Опыт над двигателем Л. Нобель, 400 л. с., показал, что при давлении сжатия $P_c = 24$ ат и при засасывании в цилиндр воздуха без дополнительного подогрева двигатель хорошо запускался только в горячем состоянии. Запуск холодного двигателя при данной степени сжатия хотя и осуществлялся, но с большим трудом и только после многократных попыток (что, однако, усугублялось чрезвычайно плохим качеством тяжёлого моторного топлива).

2. Запуск производить на предварительно подогретом воздухе. На фиг. 7 представлены кривые температур конца сжатия T_c , изменения коэффициента избытка воздуха α и изменения коэффициента подачи рабочего цилиндра η_v в зависимости от температуры дополнительного подогрева всасываемой смеси для двигателя Л. Нобель, 400 л. с., при давлении $P_c = 25$ ат и степени сжатия $\varepsilon = 11$. Из кривой температуры T_c видно, что при дополнительном подогреве смеси или всасываемого воздуха на 30°C мы получаем температуру $T_c \approx 800^\circ\text{K}$, т. е. приблизительно такую же, какую бы мы имели при нормальной степени сжатия $\varepsilon = 13$ и получающемся при этом давлении конца сжатия $P_c = 30$ ат. При этом, как видно из кривой, коэффициент избытка воздуха α при работе на жидком топливе понизится с $\alpha = 1,9$ до $\alpha = 1,75$, что вполне допустимо. Необходимо подчеркнуть, что, конечно, подогрев смеси можно осуществлять в установках исключительно только для улучшения запуска двигателя, имея в виду, что когда двигатель заработает, подогрев будет выключен, так как при повышении подогрева воздуха уменьшается η_v , а значит и понижается мощность двигателя, что при нормальной работе допускать нецелесообразно.

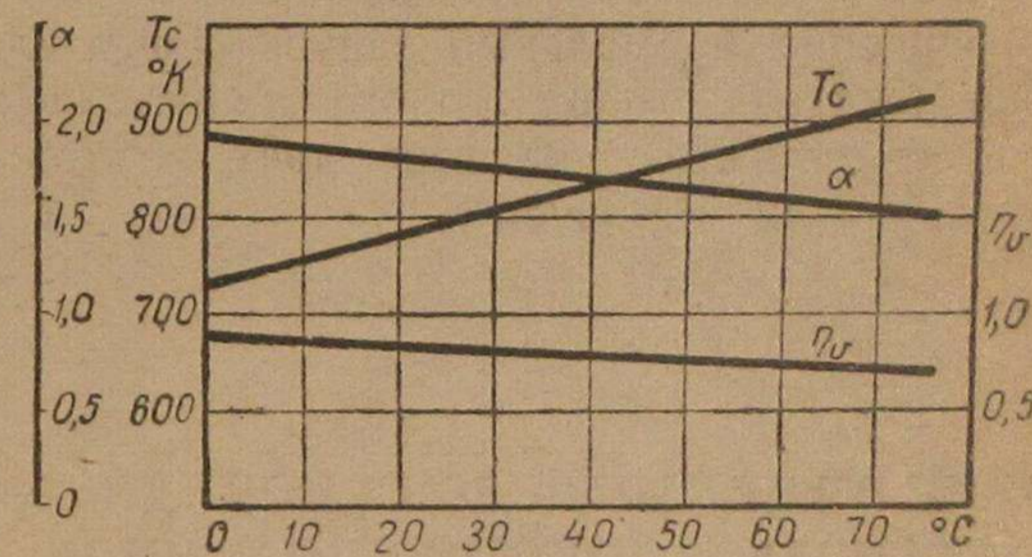
В подопытной установке паровой подогреватель размещён в газовом ресивере. При пуске двигателя на жидком топливе (по циклу Дизеля) при необходимости осуществлять подогрев воздуха последний засасывается в цилиндр не через колпаки воздушных патрубков смесителей, а через газовый ресивер. Последний на время пуска, путём перекрытия задвижек Лудло, разобщался с газовой магистралью и сообщался с окружающей средой.

Подогреватель выполнен в виде обыкновенной паровой нагревательной батареи, изготовленной из двухдюймовой трубы с наваренными на ней ребрами, увеличивающими теплоотдающую поверхность.

3. Немалую роль на пусковые качества двигателя оказывает количество вводимого в цилиндр распыливающего воздуха. В большинстве случаев при запуске форсуночная игла имеет тот же подъём, как и при работе двигателя.

При этом вследствие малых пусковых чисел оборотов время, при котором игла находится в приподнятом положении, а следовательно, и количество холодного форсуночного воздуха, введённого в цилиндр, увеличивается в несколько раз.

Таким образом, и без того низкая температура воздуха, которую



Фиг. 7.

мы имеем в цилиндре двигателя при пониженных степенях сжатия, ещё больше понижается введённым в цилиндр указанным количеством форсуночного воздуха, что в свою очередь ухудшает условия воспламенения топлива при пуске. Поэтому в двигателях, где нельзя уменьшить диаметр отверстия распылительного накопника форсунки, на время пуска следует уменьшать величину подъёма форсуночной иглы до 0,5—1,0 мм.

4. Если двигатель работает на тяжёлых сортах моторного топлива, то запуск двигателя следует производить на специально пусковом (хорошего качества) топливе, для чего в схеме топливопровода необходимо предусмотреть специальный «расходный бачок пускового топлива», соединив его с трубопроводом подвода топлива у самого топливного насоса через трехходовой кран.

Все перечисленные мероприятия в комплексе обеспечивают совершенно нормальный запуск двигателя при понижении давления сжатия компрессорного двигателя до 24 кг/см^2 , что при работе двигателя на газе даёт возможность получить давление сгорания $42\text{—}45 \text{ кг/см}^2$.

канд. техн. наук *О. С. АМЕЛЬКИН*

ИСПЫТАНИЕ ПЕРЕДВИЖНОЙ ДИЗЕЛЬГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ КОНСТРУКЦИИ НИДИ С ДВИГАТЕЛЕМ 2МЧ, РАБОТАЮЩЕЙ ПО ДИЗЕЛЬГАЗОВОМУ ПРОЦЕССУ

Опытная передвижная дизельгазогенераторная установка с двигателем 2МЧ 10,5/13,0 спроектирована и изготовлена в Научно-исследовательском дизельном институте.

Установки данного типа предназначены для обслуживания первоочередных нужд в электроэнергии при восстановительных работах. Они должны быть приспособлены как для работы на жидком топливе, так и для работы на местных видах твёрдого топлива.

Испытания были проведены с газогенератором автомобильного типа на древесных чурках.

Одновременно в НИДИ проводятся подготовительные работы к испытаниям указанной установки с антрацитовым газогенератором.

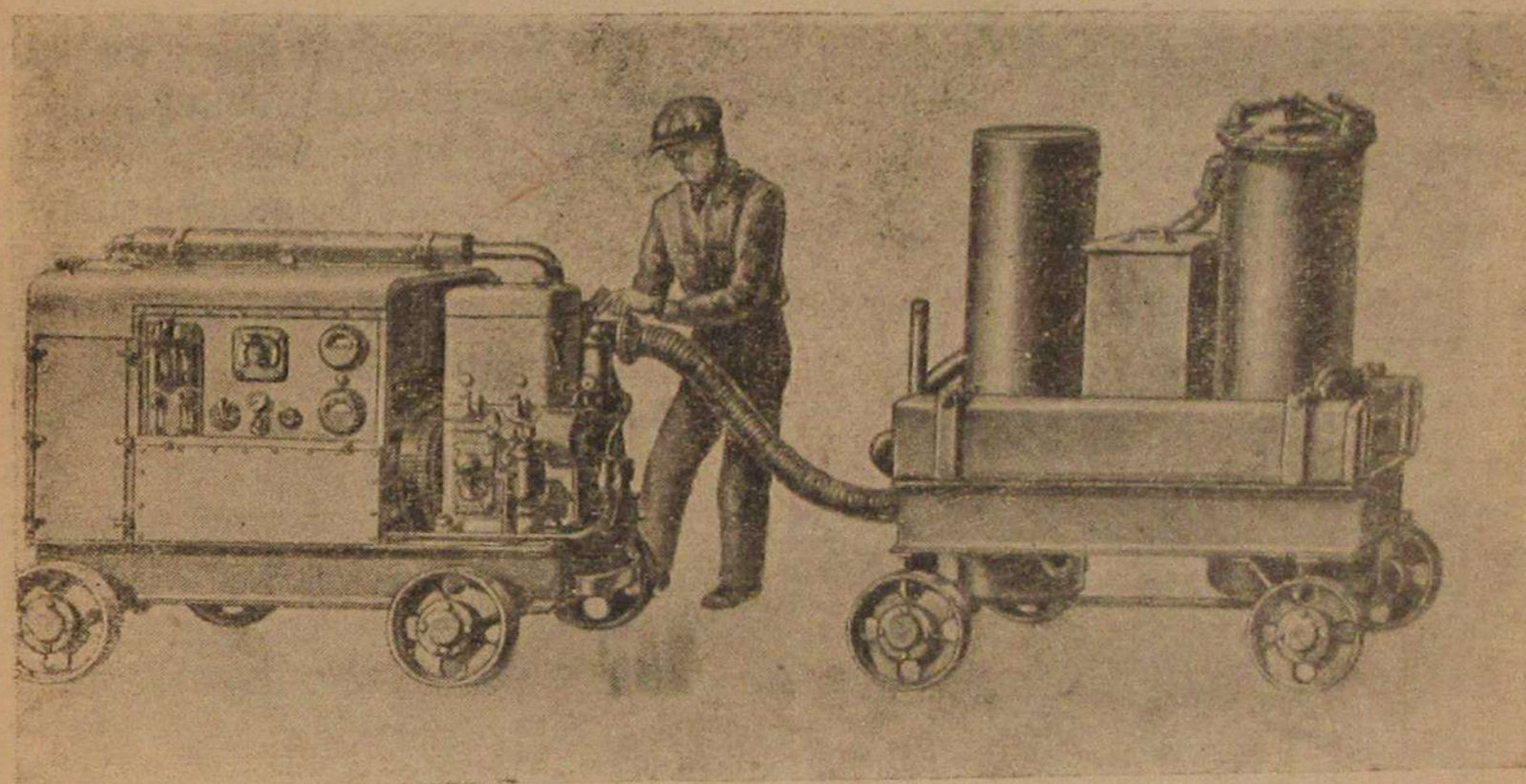
Такая передвижная конвертибельная установка с быстроходным двигателем Дизеля имеет значительные преимущества перед локомотивом как в отношении экономичности и габаритов, так и в отношении затраты труда и металла при изготовлении. Локомотив малой мощности чрезвычайно не экономичен, металло- и трудоёмок. Кроме того, локомотив оказывается непригодным в тех случаях, когда к установке предъявляется требование быстрого пуска в ход, в то время, как пуск двигателя Дизеля осуществляется в течение времени, определяемого минутами или даже долями минуты.

1. Краткая характеристика установки

Опытная передвижная установка осуществлена на базе быстроходного двигателя 2МЧ 10,5/13,0 конструкции НИДИ НКТМ мощностью 20 л. с. при 1500 об/мин с использованием газогенератора Г-14 автомобиля ГАЗ-42.

Двигатель непосредственно соединён с электрогенератором тока типа ПН-100, мощностью 13 квт, 115 в и 113 а.

Вся установка смонтирована на двух тележках, причём выполнена таким образом, что вся дизельная часть, включая двигатель,



Фиг. 1. Общий вид передвижной установки на металлических колёсах.

электрогенератор, распределительный щиток, систему пуска, охлаждения, топливоподдачи и т. д., собрана на одной тележке и в случае эксплуатации на одном жидком топливе может работать в качестве самостоятельного агрегата. Вся газогенераторная часть, включая систему охлаждения, грубой и тонкой очистки смонтирована на второй тележке. Присоединение газогенератора к двигателю производится при помощи гибкого шланга. Двигатель снабжён стартерным и ручным пуском и замкнутой (радиаторной) системой охлаждения.

На фиг. 1 представлен общий вид передвижной установки, выполненной на металлических колёсах.

Основные данные двигателя 2МЧ 10,5/13,0

Номинальная мощность	20 л. с.
Число оборотов	1500 об/мин.
Число цилиндров	2.
Тактность	четырёхтактный.
Средняя скорость поршня	6,5 м/сек.
Среднее эффективное давление	5,35 кг/см ² .
Степень сжатия	17.
Система смесеобразования	вихревая.
Топливная аппаратура	ККАЗ.
Гарантийный расход топлива	220 г/э. л. с.-ч.
Удельный вес без маховика	10 кг/э. л. с.-ч.

Поперечный разрез двигателя 2МЧ представлен на фиг. 2.

Основные данные газогенераторной установки Г-14

1. Газогенератор — обратного процесса с периферийным подводом воздуха, с обогревом бункера, без колосниковой решётки.

2. Камера газификации — цельнолитая, алитированная, из малоуглеродистой стали, диаметр фурменного пояса — 200 мм, диаметр горловины — 120 мм.

3. Максимальная производительность газогенератора — 60—65 м³/час.

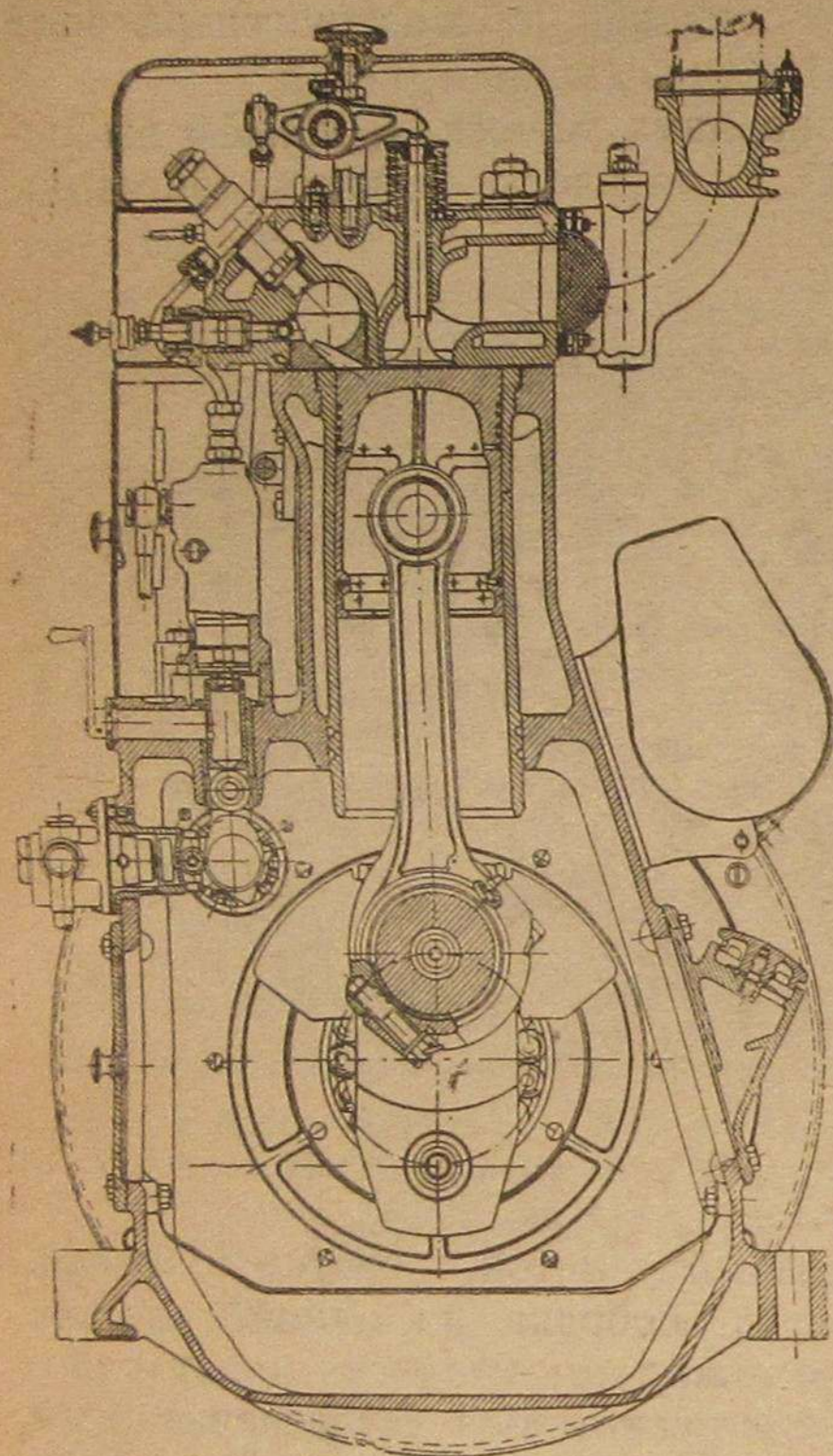
4. Ёмкость бункера — 0,13 м³.

5. Напряжённость газификации (в плоскости фурменного пояса) при максимальной производительности 850 кг/м²час.

6. Система очистки и охлаждения газа состоит из двух пластинчатых очистителей-охлаждателей для грубой очистки газа и тонкого очистителя.

Переоборудование двигателя

Для подачи газо-воздушной смеси на двигателе установлен смесительный коллектор тройникового типа, снабжённый тремя регулирующими дроссельными заслонками для регулирования подачи воздуха, газа и газо-воздушной смеси.



Фиг. 2. Двигатель 2МЧ 10,5/130, — поперечный разрез.

При испытаниях изменение подачи газа и воздуха производилось от руки при помощи первых двух дроссельных заслонок, а регулятор воздействовал только на рейку топливного насоса.

Из других изменений на двигателе следует указать только на снижение затыга иглы форсунок до 100 ат и замену плунжеров топливных насосов с 6,5 мм на 6 мм с целью обеспечить более равномерное распределение топлива по отдельным цилиндрам при малых подачах насосов. Степень сжатия и газораспределение двигателя не были изменены при переходе на газо-жидкостный процесс.

Основные данные регулирования двигателя характеризуются следующей таблицей.

№ по пор.	Наименование параметров	Цилиндр I	Цилиндр II	Примечание
1	Открытие всасывающего клапана в градусах до в. м. т.	9	8	
2	Закрытие всасывающего клапана в градусах за н. м. т.	27	28	
3	Открытие выхлопного клапана в градусах до н. м. т.	35	30	
4	Закрытие выхлопного клапана в градусах за в. м. т.	5	3	
5	Затыг иглы форсунок в ат	100	100	
6	Степень сжатия	17	17	
7	Давление сжатия в ат	37	38	
8	Опережение подачи топлива в градусах до в. м. т.	20	19	По капиллярной трубке

2. Испытания на жидком топливе

Первоначально испытания установки при работе на одном жидком топливе были направлены к устранению чрезмерных вибраций дизельной тележки и обеспечению максимальной равномерности подачи топливных насосов по отдельным цилиндрам, в особенности в области малых нагрузок и холостого хода. Опыт работы с другими многоцилиндровыми двигателями показал, что последнее обстоятельство имеет большое значение при переводе на газо-жидкостный процесс, так как равномерностью и регулярностью подачи топливных насосов определяется устойчивость работы двигателя и величина минимальной присадки.

Устранение чрезмерных вибраций было достигнуто тем, что дизельная тележка во время работы двигателя опиралась не на резиновые колёса, как в первых испытаниях, а на три домкрата.

Равномерность подачи топливных насосов при малых нагрузках была получена за счёт тщательного регулирования длины тяги между рейками насосов и устранения люфтов в сочленениях передачи от регулятора к топливным насосам. В качестве критерия при оценке нагрузки каждого цилиндра служила температура выхлопных газов, замеренная при помощи термомпары в выхлопных патрубках.

Испытания установки на одном жидком топливе (соляровом масле) показали вполне удовлетворительную, устойчивую и спокойную работу её при различных режимах в пределах от холостого хода до полной нагрузки, при бездымном выхлопе и невысоких расходах топлива. Удельные расходы топлива при режимах 75 и 100% нагрузки составляли 202—204 г/э. л. с.-ч., а максимальные давления вспышки не превосходили 50 ат при давлении сжатия 37 ат.

3. Испытания при работе по дизельгазовому процессу

Первые испытания передвижной установки при работе по дизельгазовому процессу были проведены без изменений опережения подачи жидкого топлива. В качестве топлива для газогенератора служили березовые чурки размером $40 \times 40 \times 65$ мм со средней относительной влажностью 15—17%.

Уже первые испытания показали устойчивую, бесперебойную и достаточно мягкую работу двигателя по дизельгазовому процессу при бездымном выхлопе. Вместе с тем было установлено, что периодически, примерно через каждые 30 мин., имели место «провалы» в работе установки; двигатель начинал дымить, число его оборотов и мощность падали, а температура выхлопных газов быстро возрастала. Нормальный режим двигателя немедленно восстанавливался при открытии воздушной дроссельной заслонки или полном закрытии газовой заслонки. Малейшее открытие газовой дроссельной заслонки снова приводило к дымлению и падению числа оборотов.

Неоднократные наблюдения за этим явлением привели нас к следующему его объяснению. При использовании в стационарных условиях и отсутствии встряхивания в газогенераторе автомобильного типа, имеющем весьма малый диаметр топливника, в определённые моменты происходит зависание верхних слоёв топлива, вследствие чего в активной зоне газогенератора имеет место прогар топлива и в двигатель поступают не продукты газификации, а продукты полного сгорания с большим содержанием углекислоты.

После того, как при обслуживании газогенератора был установлен строго регулярный режим шуровки и загрузки (шуровка и загрузка каждые 30 мин.), указанные выше явления «провалов» были устранены.

Проведённые после этого испытания по дизельгазовому процессу показали, что при нагрузке 16,3 л. с. минимальная присадка жидкого топлива составляла 1,52 кг/час, или 98 г/э. л. с.-ч. При увеличении мощности двигателя количество присаживаемого жидкого топлива возрастало.

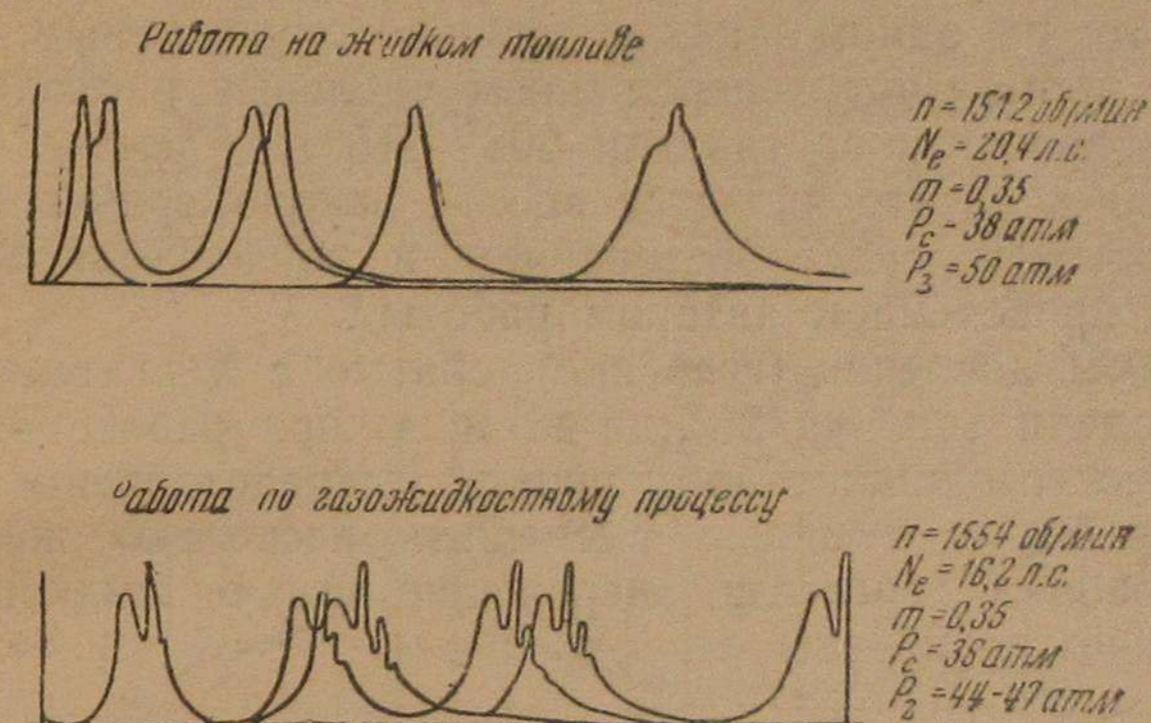
4. Выбор угла опережения подачи жидкого топлива

Индикаторные диаграммы (гребёнки), снятые с двигателя при помощи индикатора Майгак типа «Штабфедер», показали, что опережение подачи жидкого топлива в 19° до в. м. т., установленное для чисто дизельного процесса, оказывается недостаточным вследствие большего запаздывания воспламенения и меньших скоростей горения у газовых смесей для работы по газожидкостному процессу.

Момент воспламенения и начало видимого горения расположены значительно позже в. м. т., а максимальные давления вспышки не превосходят 44—47 ат (фиг. 3).

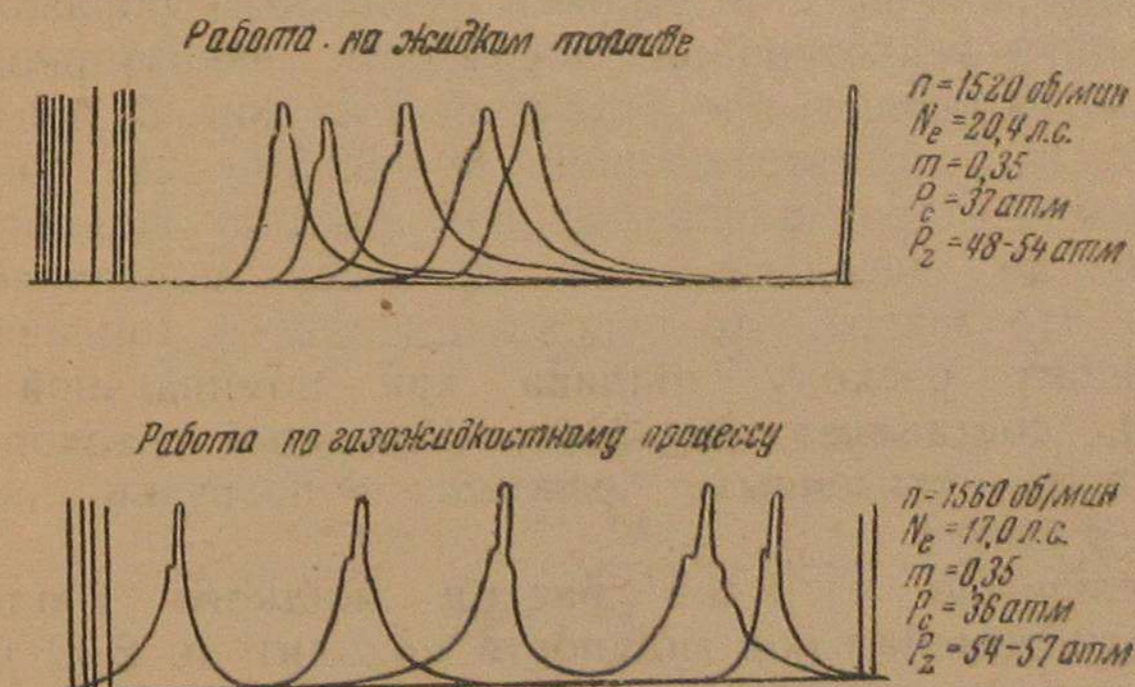
Литературные данные по газовым двигателям, работающим по циклу Отто, указывают, что для двигателей с числом оборотов порядка 1500 об/мин опережение зажигания устанавливается в пределах $35\text{—}40^\circ$ до в. м. т.

В работах по переводу тихоходных стационарных двигателей на газожидкостный процесс, авторы, как правило, рекомендуют



Фиг. 3. Диаграммы при опережении подачи жидкого топлива 19° до в. м. т.

снижать несколько опережение подачи жидкого топлива. В отношении быстроходных двигателей Дизеля до настоящего времени опубликовано ещё мало экспериментальных материалов. W. Rix-



Фиг. 4. Диаграммы при опережении подачи жидкого топлива 28° до в. м. т.

манн указывает, что для двигателя фирмы MAN с шаровой камерой в поршне, аналогичного по геометрическим параметрам испытываемому, но работающего при 1100 об/мин, было найдено целесообразным при переходе на газожидкостный процесс снизить опережение подачи топлива с 33 до 25° до в. м. т. Наоборот, для двигателя фирмы Henschel с камерой Lanova, работающего

при 1300 об/мин, оказалось необходимым повысить опережение подачи топлива с 17° до 27° до в. м. т.

Исходя из сказанного, опережение подачи топлива было увеличено до 28° до в. м. т. Это позволило получить более благоприятные результаты при работе по газожидкостному процессу, правда, за счёт небольшого увеличения жёсткости работы двигателя.

При работе на одном жидком топливе с указанным, повышенным против нормального опережением удельные расходы топлива несколько возросли и составляли 208—215 г/э. л. с.-ч. при мощности 15—20 л. с., что является вполне закономерным для двигателей с вихревым смесеобразованием и согласуется с результатами ранее проведённой автором работы¹.

Диаграммы давления (гребёнки), снятые с двигателя при опережении подачи топлива 28° до в. м. т. при работе на жидком топливе и по газожидкостному процессу, представлены на фиг. 4.

В дальнейшем, с целью уменьшить несколько жёсткость и шумность работы двигателя, опережение подачи жидкого топлива было снижено до 25 — 26° до в. м. т.

5. Результаты испытаний

На фиг. 5 представлены результаты испытаний двигателя при работе на жидком топливе и на смешанном топливе. На графике нанесены кривые часовых и удельных расходов жидкого топлива, температуры выхлопных газов и максимальных давлений вспышки. Разброс точек на кривых расхода жидкого топлива при работе по дизельгазовому процессу объясняется, главным образом, колебаниями состава и теплотворной способности генераторного газа.

Как видно из кривых, представленных на фиг. 5, при мощности 16,0—16,5 л. с., соответствующей 80—82,5% от номинальной, устойчивый и повторяющийся часовой расход жидкого топлива при работе по дизельгазовому процессу составляет 1,30—1,35 кг/час. Это значит, что присадка жидкого топлива, отнесённая к полному расходу топлива при номинальной нагрузке (4,3 кг/час), составляет 30—31%. Удельный расход жидкого топлива при указанных режимах нагрузки составляет 81—83 г/э. л. с.-ч.

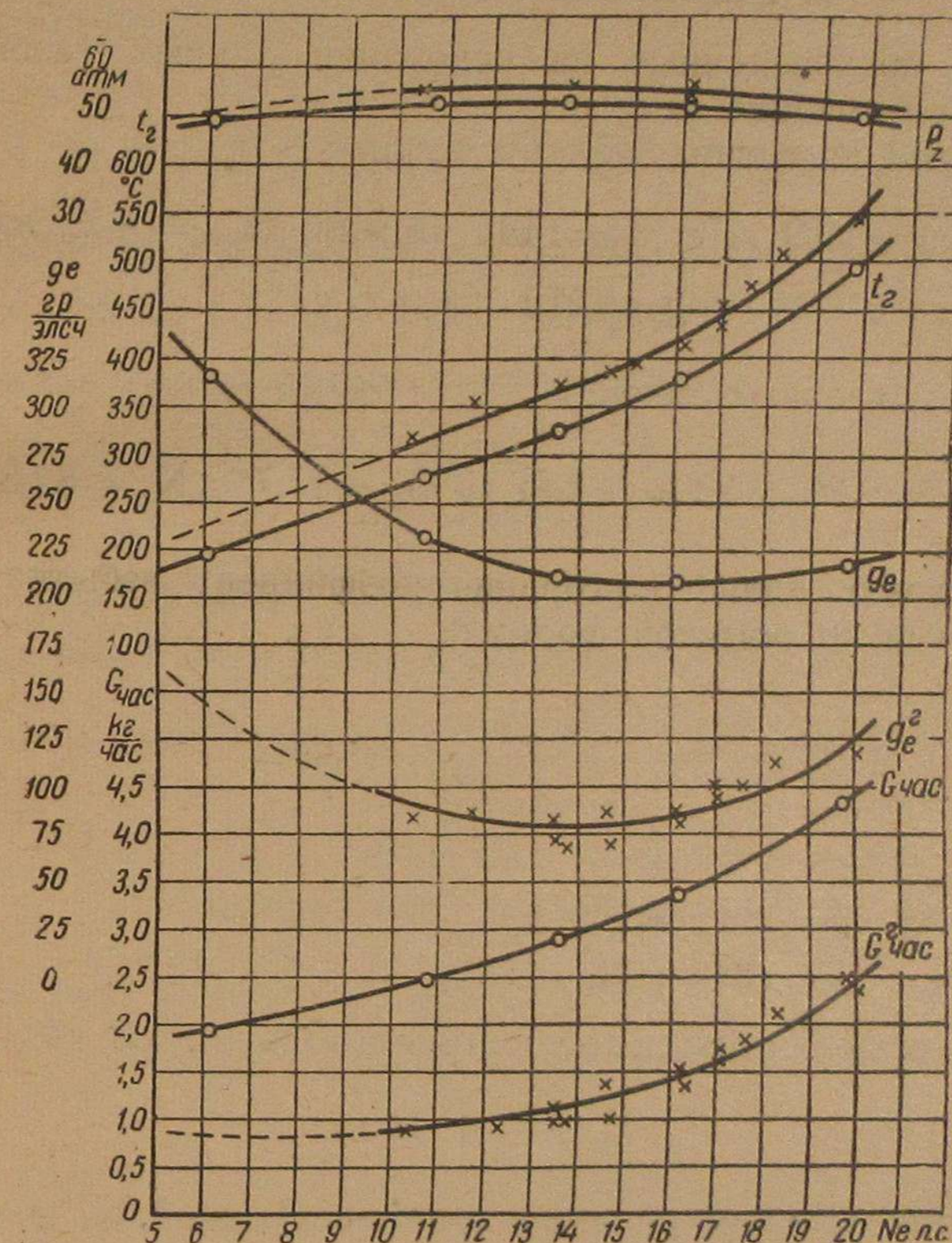
При увеличении нагрузки расход жидкого топлива повышается и при номинальной мощности достигает до 2,30 кг/час, или 53% от номинального расхода.

При нагрузках, меньших 50%, работа по дизельгазовому процессу при полностью открытой газовой заслонке приводила к таким малым подачам топливных насосов, что иногда один из насосов выключался и воспламенение происходило только в одном цилиндре. Однако устойчивость работы двигателя не нарушалась.

¹ Амеликин О. С., Применение вихревых камер в двигателях Дизеля, Технический отчет НИДИ по работе № 38, 1940.

Основными факторами, определяющими сравнительно высокую величину присадки жидкого топлива при полной нагрузке, следует считать, с одной стороны, низкую калорийность генераторного газа и, с другой стороны, — неблагоприятную для дизельгазового процесса форму камеры сгорания.

Максимальные давления вспышки при принятой установке угла опережения подачи жидкого топлива незначительно отли-



Фиг. 5. Результаты доводочных испытаний передвижной дизельгенераторной установки конструкции НИДИ с двигателем 2МЧ 10,5/13: O — испытания на жидком топливе; X — испытания по газожидкостному процессу.

чаются от таковых при работе на одном жидком топливе и не превосходят 57 ат. Вместе с тем, жёсткость и шумность при работе по дизельгазовому процессу несколько больше, чем при работе на одном жидком топливе. Однако детонационных стуков и преждевременных вспышек не наблюдалось за всё время испытаний.

Кривая температуры выхлопных газов при всех режимах нагрузки при работе по дизельгазовому процессу расположена выше примерно на 50 — 100° С кривой температуры выхлопных га-

зов при работе на одном жидком топливе. Это является естественным следствием работы при более низких коэффициентах избытка воздуха при дизельгазовом процессе. Однако максимальные температуры не выходили за допустимые пределы (570° при полной нагрузке).

6. Результаты газового анализа

Расчёты, произведённые на основании данных газового анализа, дали следующие результаты:

При работе на одном жидком топливе:

при $N_e = 19,9$ л. с. $n = 1497$ об/мин; $G_{\text{час}} = 4,22$ кг/час,

$g_e = 212$ г/э. л. с. ч.

Состав выхлопных газов:

$\text{CO}_2 = 9,3\%$; $\text{CO} = 0$; $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 17,7\%$; $\text{N}_2 = 82,3\%$.

При условии полного сгорания коэффициент избытка воздуха, подсчитанный по обычной формуле

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,79 \frac{\text{O}_2}{\text{N}_2}} = 1,63.$$

Принимая средний состав жидкого топлива

$\text{C} = 86\%$, $\text{H}_2 = 13\%$, $\text{O} + \text{N} = 1,0\%$

и теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива

$$L_0 = 11,1 \text{ м}^3/\text{кг},$$

получим при часовом расходе топлива $G_{\text{час}} = 4,22$ кг/час:

$$L' = \alpha L_0 G_{\text{час}} = 76,4 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Учитывая условия опыта: $B = 752$ мм рт. ст. и $t_{\text{пом}} = 19^\circ \text{C}$, получаем по формуле приведения часовой расход воздуха в условиях опыта:

$$L = L' \frac{760}{B} \cdot \frac{273 + t_{\text{пом}}}{273} = 82,5 \text{ м}^3/\text{час},$$

откуда коэффициент наполнения двигателя

$$\eta_v = \frac{L \cdot 1000}{V_h \cdot n \cdot 60} = 0,815,$$

где V_h — рабочий объем цилиндра ($V_h = 1,125$ л).

Приняв теплотворную способность жидкого топлива $h_u = 10\,200$ кал/кг, теплотворная способность рабочего заряда при работе на одном жидком топливе будет равна

$$H_{\text{ж}}^{\text{ж}} = \frac{h_u}{\alpha L_0} = 575 \text{ кал/л}.$$

Для нагрузки $N_e = 15,3$ л. с. аналогичным путем были получены следующие данные:

$\text{CO}_2 = 6,6\%$; $\text{CO} = 0$; $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 18,2\%$; $\text{N}_2 = 81,8\%$;
 $\alpha = 2,16$; $L' = 77,5$ м³/час; $L = 83,9$ м³/час; $\eta_v = 0,82$.

При работе по дизельгазовому процессу при режиме

$N_e = 19,2$ л. с.; $G_{\text{час}} = 2,35$ кг/час; $n = 1550$ об/мин.

средний состав генераторного газа составлял

$\text{CO}_2 = 11,2\%$, $\text{O}_2 = 0,3\%$; $\text{CO} = 18,0\%$; $\text{H}_2 = 14,3\%$; $\text{CH}_4 = 1,7\%$;
 $\text{N}_2 = 54,5\%$.

Низшая теплотворная способность газа:

$$H_u = 30,5\text{CO} + 25,7\text{H}_2 + 85,2\text{CH}_4 = 1065 \text{ кал/м}^3.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м³ газа:

$$L_0 = \frac{1}{20,9} \left[\frac{\text{H}_2}{2} + \frac{\text{CO}}{2} + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2 \right] = 0,92 \text{ м}^3/\text{возд}.$$

Теплотворная способность газо-воздушной смеси при $\alpha = 1$.

$$H_g = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} = 506 \text{ кал/м}^3.$$

Анализ газо-воздушной смеси, взятой из смесителя перед поступлением в цилиндры двигателя, дал следующие результаты:

$\text{CO}_2^{\text{см}} = 3,5\%$; $\text{CO}_2^{\text{см}} + \text{O}_2^{\text{см}} = 18\%$; $\text{O}_2^{\text{см}} = 14,5\%$.

На основании этих данных и приведённого выше состава генераторного газа определяем коэффициент смешения, представляющий собой отношение расхода воздуха к расходу газа:

$$\omega = \frac{L_{\text{возд.}}}{L_{\text{газ}}}.$$

Если положить $L_{\text{газ}} = 1$ м³, то $L_{\text{возд.}} = \omega$ м³возд/м³газа.

На основании данных содержания CO_2 в генераторном газе и в газозоудной смеси можно написать:

$$\text{CO}_2^{\text{см}} = \frac{\text{CO}_2^{\text{ген}}}{1 + \omega}; \quad \omega = \frac{\text{CO}_2^{\text{ген}} - \text{CO}_2^{\text{см}}}{\text{CO}_2^{\text{см}}} = 2,2 \text{ м}^3/\text{возд} \text{ м}^3/\text{газа}.$$

По значению ω определяется коэффициент избытка воздуха на линии сжатия:

$$\alpha_1 = \frac{\omega}{L_0} = \frac{2,2}{0,92} = 2,39.$$

Как было указано выше, коэффициент наполнения двигателя при полной нагрузке и работе на одном жидком топливе составлял 0,815.

При работе на газе коэффициент наполнения несколько уменьшается, вследствие большего сопротивления на всасывании и более высокой температуры газовой смеси. Принимаем в этом случае коэффициент наполнения $\eta_v = 0,79$.

Тогда часовой расход газо-воздушной смеси в условиях опыта

$$L_{см} = \frac{\eta_v \cdot V_h \cdot n_{60}}{1000} = 82,5 \text{ м}^3/\text{час}.$$

То же, приведённый к нормальным условиям:

$$L'_{см} = 76,5 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Отсюда определяем часовой расход газа:

$$L_{газ} = \frac{L'_{см}}{1 + \alpha_1 L_0} = 23,9 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Часовой расход воздуха

$$L = L'_{см} - L_{газ} = 52,6 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Коэффициент избытка воздуха на линии расширения α_2 определяем из следующего:

$$\alpha_2 = \frac{L}{11,1G_{час} + 0,92L_{газ}} = 1,1.$$

Часовое количество тепла, внесённого газом:

$$Q'_{час} = H_u L_{газ} = 25\,500 \text{ кал/час}.$$

Часовое количество тепла, внесённого жидким топливом:

$$Q^j_{час} = h_u G_{час} = 24\,000 \text{ кал/час}.$$

Полный часовой расход тепла:

$$Q_{час} = Q^r_{час} + Q^j_{час} = 49\,500 \text{ кал/час}.$$

Полный удельный расход тепла:

$$Q_e = \frac{Q_{час}}{N_e} = 2580 \text{ кал/э. л. с. ч.}$$

Эффективный коэффициент полезного действия:

$$\eta_e = \frac{632}{Q_e} = 0,245.$$

При работе на одном жидком топливе

$$\eta_e = \frac{632}{g_e h_u} = 0,292.$$

Таким образом, при полной нагрузке экономичность двигателя, работающего по дизельгазовому процессу, несколько меньше, чем при работе на одном жидком топливе.

Всего при доводочных испытаниях передвижная установка проработала 200 час., из них по дизельгазовому процессу — 120 час.

7. Результаты контрольных испытаний

Перед проведением контрольных испытаний были проведены специальные опыты по проверке плотности всей газовой системы, включая газогенератор, очистители и трубопроводы.

Для этого вентилятор, служащий обычно для розжига газогенератора и отсасывающий газ после тонкого очистителя, был установлен перед газогенератором и подавал воздух к фурмам генератора под избыточным давлением 60—80 мм вод. ст. Проверка эта не обнаружила каких-либо значительных неплотностей в газовой системе. Также не было установлено заметной разницы в работе двигателя по дизельгазовому процессу при подаче газа по указанной схеме. В дальнейшем вентилятор был снова установлен на своё прежнее место.

Перед контрольным испытанием двигатель был разобран для осмотра. Результаты осмотра показали вполне удовлетворительное его состояние после 200 час. общей работы, включая 120 час. работы по дизельгазовому процессу, отсутствие загорания поршневых колец, отсутствие нагара на поршне и поверхностях камеры сгорания. Также не было обнаружено наличия смол или загрязнений во всасывающем газовом патрубке и в смесителе. Поверхность днища поршней и вставки вихревой камеры имела коричнево-бурый цвет, что свидетельствует об удовлетворительном протекании процесса сгорания.

В качестве жидкого топлива при контрольных испытаниях служило дизельное топливо, в качестве твердого топлива — берёзовые чурки.

При испытаниях производились следующие замеры:

- 1) эффективная мощность двигателя по показаниям прецизионных электрических приборов;
- 2) число оборотов двигателя;
- 3) расход жидкого топлива по весу;
- 4) расход твёрдого топлива по весу;
- 5) влажность твёрдого топлива;

6) температура выхлопных газов у каждого цилиндра при помощи термопар;

7) температура газа после тонкого очистителя;

8) разрежение в газовой магистрали за газогенератором и перед смесителем;

9) анализ генераторного газа за газогенератором и перед смесителем;

10) анализ газо-воздушной смеси в смесителе;

11) фиксировались барометрическое давление и температура машинного помещения.

Приборы были протарированы перед испытаниями.

Перед началом испытаний двигатель проработал на одном жидком топливе 3 ч. 15 м., затем был остановлен для проверки состояния движения и снова пущен для работы по дизельгазовому процессу.

Во время испытаний двигатель проработал всего 7 ч. 25 м., из них по дизельгазовому процессу 7 ч. 10 м.

Испытания были проведены при режимах 82% и 95% от номинальной мощности, как наиболее характерных для эксплуатационных условий.

Результаты испытаний приведены в сводной табл. 1.

Эффективная мощность при первом режиме составляла 16,25—16,30 л. с. при 1540—1550 об/мин, что соответствует среднему эффективному давлению 4,17 кг/см². Расход жидкого топлива изменялся в пределах 1,48—0,83 кг/час, или 91—51 г/э. л. с.-ч. Среднее значение расхода жидкого топлива составляло 1,186 кг/час, или 73 г/э. л. с.-ч.

Часовая присадка жидкого топлива, отнесённая к расходу при номинальной мощности (4,3 кг/час), составляет 34,4—19,3%, или в среднем 27,6%.

Среднее значение температуры выхлопных газов при этом режиме составляло 502° С.

В течение всего времени испытания по этому режиму двигатель работал бесперебойно, с бездымным выхлопом и равномерным распределением нагрузки по цилиндрам. Выключение одного из топливных насосов при этом режиме не вызывало значительного уменьшения числа оборотов двигателя, в то время как выключение обоих насосов приводило к падению числа оборотов.

Первые замеры при режиме 95% нагрузки дали несколько повышенные расходы жидкого топлива. Это было вызвано колебаниями давления в газовой магистрали вследствие накопившегося конденсата в гибком шланге, соединяющем тонкий очиститель с двигателем. После удаления конденсата колебания давления были устранены и расходы жидкого топлива приблизились к обычным.

Эффективная мощность при этом режиме составляла 18,80 л. с. при 1521 об/мин, что соответствует среднему эффективному давлению 4,95 кг/см².

Средний расход жидкого топлива составлял 2,14 кг/час, или 114 г/э. л. с.-ч.

Часовая присадка жидкого топлива, отнесённая к расходу при номинальной мощности (4,3 кг/час), составляет 49,8%.

Двигатель работал бесперебойно, при бездымном выхлопе. Средняя температура выхлопных газов составляла 586° С.

При режиме 82% нагрузки со средними значениями $N_e = 16,26$ л. с. и $n = 1546$ об/мин средний состав газа за газогенератором составлял (см. таблицу): $CO_2 = 13,5\%$, $CO = 16,6\%$, $O_2 = 0,3\%$, $H_2 = 14,4\%$, $CH_4 = 2,5\%$, $N_2 = 52,6\%$.

Состав газа до смесителя (средний): $CO_2 = 13,8\%$, $O_2 = 0,7\%$, что показывает на отсутствие заметного подсоса воздуха в системе газогенератора и очистителей.

Состав газа в смесителе (средний): $CO_2 = 5,3\%$, $O_2 = 13,9\%$.

Подсчитанные по приведённым выше формулам:

Низшая теплотворная способность генераторного газа:

$$H_n = 1090 \text{ кал/м}^3.$$

Теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = 0,97 \text{ м}^3 \text{ возд}$$

Коэффициент смешения по данным O_2 :

$$\omega = 1,92.$$

Коэффициент избытка воздуха на линии сжатия:

$$\alpha_1 = 1,98.$$

Расход газа определялся по выходу газа на основании данных замера расхода твёрдого топлива.

Расход твёрдого топлива за 4 ч. 25 м. составил 39,5 кг. Часовой расход твёрдого топлива равен 8,95 кг/час. Относительная влажность твёрдого топлива, определённая в лаборатории, составляла $W_p = 10\%$.

Принимая содержание углерода в сухой органической массе для берёзы $C = 48,8\%$, получаем содержание углерода в рабочей массе:

$$C^p = C \frac{100 - W^p}{100} = 0,44\%.$$

Выход газа из 1 кг топлива определяем по формуле¹:

$$V_{\text{газ}} = \frac{C^p}{0,536(CO_2 + CO + CH_4)} = 2,52 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Часовой расход газа

$$L_{\text{газ}} = 22,8 \text{ м}^3/\text{час}.$$

¹ Кнорре Г. Ф., Тепловые расчёты котельных установок по газовому анализу, 1928, стр. 20—23.

№ наблюдений	Время	Число об/мин	Эффективная мощность N_e в л. с.	Среднее эффективное давление P_e в кг/см ²	Расход жидкого топлива			Температура выхлопных газов в °C			Разрежение в газовом трубопроводе $R_{тр}$ в мм вод. ст.	Разрежение за газогенератором $R_{ген}$ в мм вод. ст.	Температура газа за тонким очистителем $t_{газ}$ в °C	
					часовой расход G_r в кг/час	удельный расход g_e в г/э. л. с. ч.	присадка r в %	цилиндр I	цилиндр II	средняя				
		Пуск двигателя							Переведён на газ 15 ⁴⁵					
1	15 ³⁰													
2	16 ²⁰	1550	16,25	4,17	1,48	91,2	34,4	510	474	492	161	59	35	
	16 ³⁰	1547	16,25	4,17	1,21	80,5	30,4	479	486	482	182	60	37	
3	16 ⁴⁵	1547	16,25	4,17	1,34	76,3	28,8	510	510	510	182	60	41	
4	17 ⁰⁰	1540	16,25	4,17	1,43	88,0	33,2	526	510	518	182	—	43	
5	17 ³⁰	1540	16,25	4,17	1,30	80,5	30,2	532	526	529	180	32	46	
6	18 ⁰⁰	1547	16,25	4,17	1,03	64,0	24,0	500	493	496	180	32	49	
7	18 ¹⁰	1547	16,25	4,17	0,95	59,0	22,1	467	519	493	182	34	50	
8	18 ³⁰	1547	16,30	4,17	0,95	61,0	23,1	480	526	503	184	35	56	
9	19 ⁰⁰	1547	16,30	4,17	1,30	79,6	30,2	500	529	514	184	36	57	
10	20 ⁰⁰	1550	16,30	4,17	0,83	51,0	19,3	467	519	493	205	35	58	
Среднее		1546	16,26	4,17	1,186	73,1	27,57	496	509	502	182	43	47	

Расход твёрдого топлива за время с 16²⁰ до 20⁴⁵, т. е. за

№ наблюдений	Время	Закончен режим 82%	Установлен режим 95% погрузки
	20 ⁵⁰	Удалён из гибкого шланга скопившийся	
	21 ⁴⁵		
	22 ³⁵	1520	18,80
12	22 ⁴⁵	1523	18,80
Среднее		1521	18,80
	22 ⁵⁵		

Двигатель

Всего двигатель проработал 7 ч. 25 м.
Из-за выхода из строя во время испытаний аэротермометра
Эта температура изменялась

время	Состав газа за газогенератором						Состав газа до смесителя			Состав газа в смесителе			ПРИМЕЧАНИЕ	
	CO ₂	CO	O ₂	H ₂	CH ₄	N_2 в кал/м ³	время	CO ₂ до смесителя	O ₂ до смесителя	время	CO ₂ смесителя	O ₂ смесителя		
	Предварительно двигатель проработал на жидком топливе 3 ч. 15 м.													
	16 ²⁵	11,3	21,9	0,0	14,1	2,1	1205	17 ²⁰	12,4	0,4	16 ⁴⁰	4,2	14,4	Работа двигателя бездымная и спокойная
	19 ³⁰	16,5	14,8	0,4	10,5	3,2	995	17 ³⁰	14,0	0,6	16 ⁵⁰	5,2	13,4	
	20 ⁴⁰	12,8	13,2	0,5	18,7	2,2	1070	17 ³⁵	13,4	0,8	17 ¹⁰	4,6	14,0	При выключении одного из насосов число оборотов не снижается
Средн.		13,5	16,6	0,3	14,4	2,5	1090	17 ⁴⁵	15,4	1,0	18 ³⁰	5,0	13,8	
								Средн.	13,8	0,7	18 ⁴⁰	7,0	13,2	При выключении обоих насосов число оборотов падает
											18 ⁵⁵	5,2	14,2	19 ¹⁷ двигатель остановлен по просьбе наркоматов. Казакова для демонстрации ручного пуска
											20 ¹⁰	5,8	14,6	
											Средн.	5,3	13,6	19 ²⁰ пущен снова и переведён на газ

4 ч. 25 м. 39,5 кг. Часовой расход твёрдого топлива 8,95 кг/час

время	конденсат без остановки двигателя									Выхлоп бездымный			
	CO ₂	CO	O ₂	H ₂	CH ₄	N_2 в кал/м ³	время	CO ₂ смесителя	O ₂ смесителя				
	21 ³⁰	10,4	15,3	1,8	19,2	1,6	995	21 ³⁰	3,0	14,4			
								22 ⁵⁰	3,0	13,2			
											22 ⁵⁰	2,6	12,4

остановлен
из них по газожидкостному процессу 7 ч. 10 м.
температура выходящей охлаждающей воды не замерялась
в пределах 85-95° C

Часовой расход газо-воздушной смеси:

$$L_{\text{см}} = L_{\text{газ}} + \alpha_1 L_0 L_{\text{газ}} = 66,7 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Часовой расход воздуха:

$$L = L_{\text{см}} - L_{\text{газ}} = 43,9 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Коэффициент избытка воздуха на линии расширения определяем на основании данных расхода жидкого топлива; при этом состав жидкого топлива и теоретически необходимое количество воздуха принимаем теми же, что и выше:

$$\alpha_2 = \frac{L}{11,1 G_{\text{час}} + 0,97 \cdot L_{\text{газ}}} = 1,24.$$

Часовой расход тепла, внесённого газом:

$$Q_{\text{час}}^{\text{г}} = 24\,000 \text{ кал/час.}$$

Часовой расход тепла, внесённого жидким топливом:

$$Q_{\text{час}}^{\text{ж}} = 12\,100 \text{ кал/час.}$$

Полный суммарный часовой расход тепла:

$$Q_{\text{час}} = 36\,100 \text{ кал/час.}$$

Полный удельный расход тепла:

$$Q_e = 2220 \text{ кал/э. л. с.-ч.}$$

Эффективный коэффициент полезного действия

$$\eta_e = 0,284.$$

При работе на одном жидком топливе при режиме 82% нагрузки:

$$\eta_e = \frac{632}{g_e h_u} = 0,30.$$

Таким образом, при рассматриваемом режиме экономичность при работе по газожидкостному процессу незначительно ниже, чем при работе на одном жидком топливе.

Заключение

На основании результатов доводочных и контрольных испытаний можно сделать следующие выводы:

1. Опытная передвижная дизельгазогенераторная установка проработала всего за время испытания при различных режимах 210 час. без каких-либо аварий и поломок, связанных с монтажом двигателя на передвижной установке. Это свидетельствует о достаточной надёжности установки. При этом необходимо отметить, что опытная установка была собрана частично из старых и некомплектных узлов и деталей.

2. Схема компоновки всей передвижной установки на двух отдельных тележках должна быть признана целесообразной, так как она обеспечивает автономность дизельэлектрической части от газогенераторной и возможность её эксплуатации только на жидком топливе.

3. При работе на одном жидком топливе установка работает нормально и бесперебойно с низкими значениями удельных расходов топлива и бездымном выхлопе.

4. При работе по дизельгазовому процессу установка работает нормально, без явлений детонации, преждевременных вспышек и обратных хлопков во всасывающей системе, при нормальных давлениях сгорания, не превосходящих 55—57 ат. Перевод с жидкого топлива на газожидкостное и обратно производится легко и бесперебойно на ходу двигателя.

По дизельгазовому процессу двигатель работает с нормальной для двигателя Дизеля степенью сжатия и нормальной топливной аппаратурой. Объём переделок на двигателе незначителен и сводится к установке смесительного коллектора и регулирующих заслонок.

5. Присадка жидкого топлива при работе по дизельгазовому процессу составляет при режиме 16,3 л. с., или 82% от номинальной мощности, в среднем 1,2 кг/час, или 27% от номинального расхода при работе на одном жидком топливе. Если ограничить присадку жидкого топлива 25—30%, то указанный режим в 16,3 л. с. должен рассматриваться как номинальная нагрузка двигателя при работе по дизельгазовому процессу.

При режимах, близких к 100%-ной нагрузке, присадка жидкого топлива составляет в среднем 2,14 кг/час, или 50% от номинального расхода.

6. Следует отметить, что перевод двигателей с вихревой камерой на дизельгазовый процесс связан с большими трудностями и что настоящая работа является у нас первым опытом по переводу двигателей с вихревой камерой на дизельгазовый процесс.

Д. М. ВЕЛИКСОН

ОПЫТ ПЕРЕВОДА ДИЗЕЛЯ 1МЧ 10,5/13 НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ ПО ДИЗЕЛЬГАЗОВОМУ ПРОЦЕССУ

Как известно¹, легче всего осуществляется перевод на дизельгазовый процесс дизелей со струйным способом распыливания. Дизели же с разделёнными камерами сгорания, как правило, дают худшие результаты. Особенные трудности в этом отношении представляют дизели с вихревой камерой сгорания.

Между тем перевод на газ именно двигателей этого типа имеет большой практический интерес ввиду того, что в настоящее

¹ См., например, Rixmann, Das Dieselgasverfahren bei Fahrzeugmotoren VDI, № 6, 1941.

время налаживается выпуск заводами Министерства тяжёлого машиностроения большого количества двигателей типа МЧ 10,5/13, имеющих, как известно, камеру сгорания вихревого типа.

Для проверки вышеуказанного утверждения в 1944 г. в НИДИ была проведена работа по переводу дизеля 1МЧ 10,5/13 на генераторный газ по дизельгазовому процессу.

Двигатель 1МЧ 10,5/13, конструкции НИДИ, производства завода им. Микояна, представляет собой вертикальный, четырёхтактный, бескомпрессорный дизель с вихревой камерой сгорания (фиг. 1).

Основные данные двигателя приводятся ниже.

Мощность	10 э. л. с.
Число цилиндров	1.
Диаметр цилиндра	105 мм.
Ход поршня	130 мм.
Число оборотов в минуту	1500.
Среднее эффективное давление	5,33 кг/см ² .
Средняя скорость поршня	6,5 м/сек.
Степень сжатия	17.
Относительный объём вихревой камеры	60%.
Топливный насос	ККАЗ типа „Бош“, РФ.
Форсунка	типа Ф/2-35.
Распылитель	типа РШ-8.

Ко всасывающему отверстию в крышке цилиндра был присоединён смеситель типа «тройник» с тремя дроссельными заслонками для регулирования количества всасываемого воздуха, газа и смеси. Изменение количества воздуха и газа производилось вручную, а регулятор воздействовал только на подачу топливного насоса. С целью уменьшения присадки жидкого топлива был установлен ограничитель максимальной подачи с микрометрическим винтом, ограничивающим ход рейки топливного насоса.

По соображениям проверки возможности работы на газе без существенных изменений регулирования двигателя таковое нами не менялось и имело следующие значения, установленные при работе двигателя на одном жидком топливе:

Начало всасывания	19° до в. м. т.
Конец	33° за н. м. т.
Начало выхлопа	35° до н. м. т.
Конец	3° за в. м. т.
Начало подачи топлива (по мениску)	19° до в. м. т.
Давление затяга иглы форсунки	130 кг/см ²

Единственное исключение было сделано в отношении топливного насоса, плунжер которого диаметром 6,5 мм был заменён на 6,0 мм, с целью лучшего обеспечения минимальной подачи жидкого топлива, требуемой дизельгазовым процессом.

Предварительные испытания были проведены на газе, полученном от стандартного автомобильного газогенератора ЗИС Г-6901-А, а дальнейшие — на газе от опытного стационарного газогенератора ОГВ-10.

Последний представляет собой газогенератор древесного типа, без колосниковой решётки с опрокинутым процессом газификации, целиком изготовленный из простого строительного кирпича.

Газогенератор имеет в плане квадратное сечение. Площадь шахты в свету 1440 см².

Число фурменных поясов равно трём. В верхнем и нижнем поясах имеется по четыре фуры (по одной на каждой стороне газогенератора), а в среднем восемь фурм (по две на каждой стороне). Диаметр фурм 20 мм. Во время испытаний воздух поступал в газогенератор только через средний ряд фурм.

Очистка и охлаждение газа производились в скруббере с насадкой из обычных древесных чурок.

Схема установки газогенератора дана на фиг. 2. Как видно из схемы, газ из газогенератора 1 проходит через скруббер 12 к тройнику, от которого идут газопроводы один к вентилятору 2 и далее в атмосферу и другой к смесителю 3 двигателя 5.

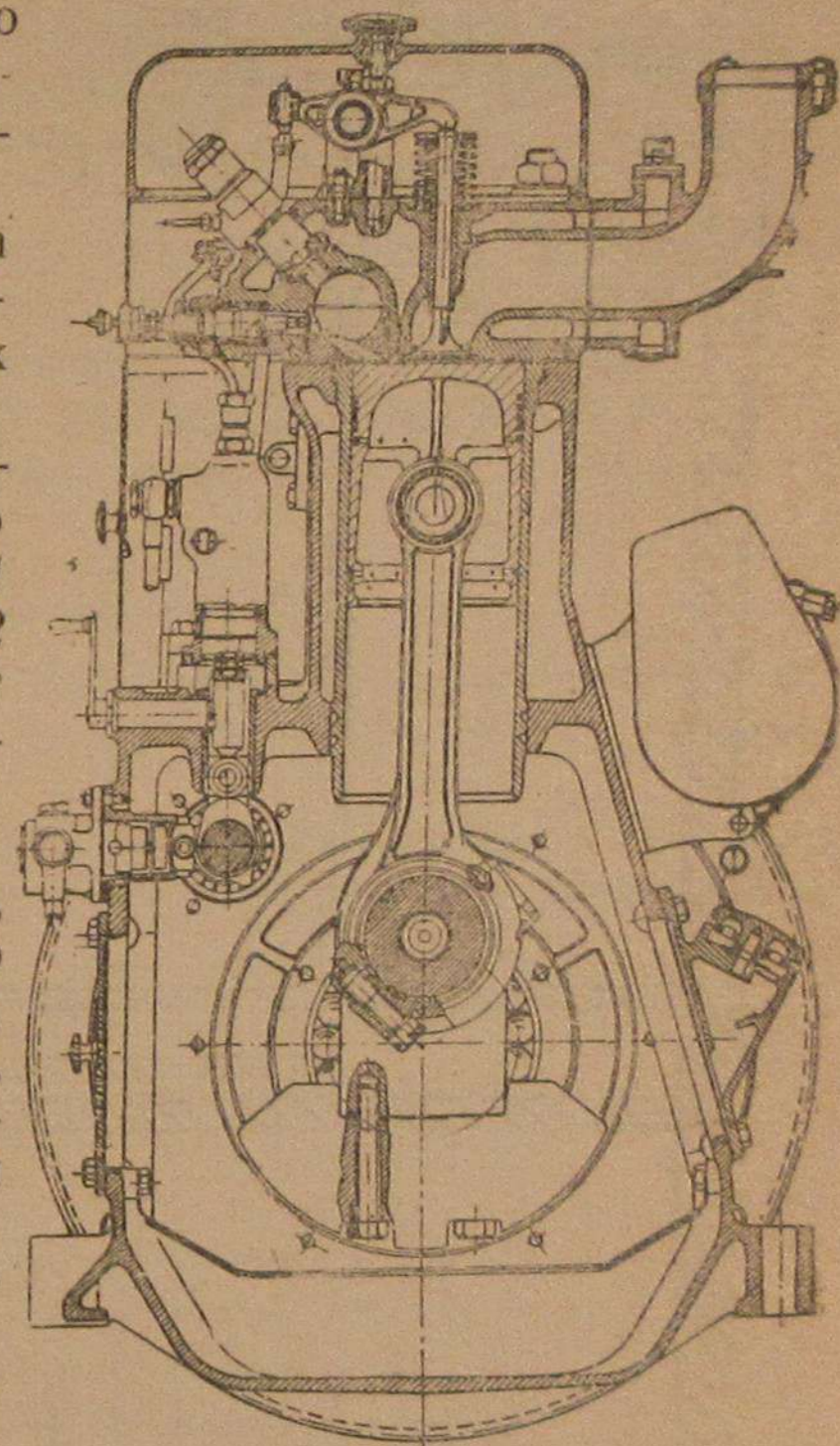
Манипулируя кранами 8 и 9, можно было подавать газ либо целиком в атмосферу по трубе 7, либо на двигатель по трубе 10, или же одновременно, в желаемой пропорции, на двигатель и в атмосферу.

Розжиг газогенератора производился вентилятором.

Опыты показали, что производительность обоих газогенераторов (Г-6901-А и ОГВ-10) слишком велика для двигателя 1МЧ при работе его по дизельгазовому процессу, так что во время испытаний пришлось отсасывать газ одновременно двигателем и вентилятором.

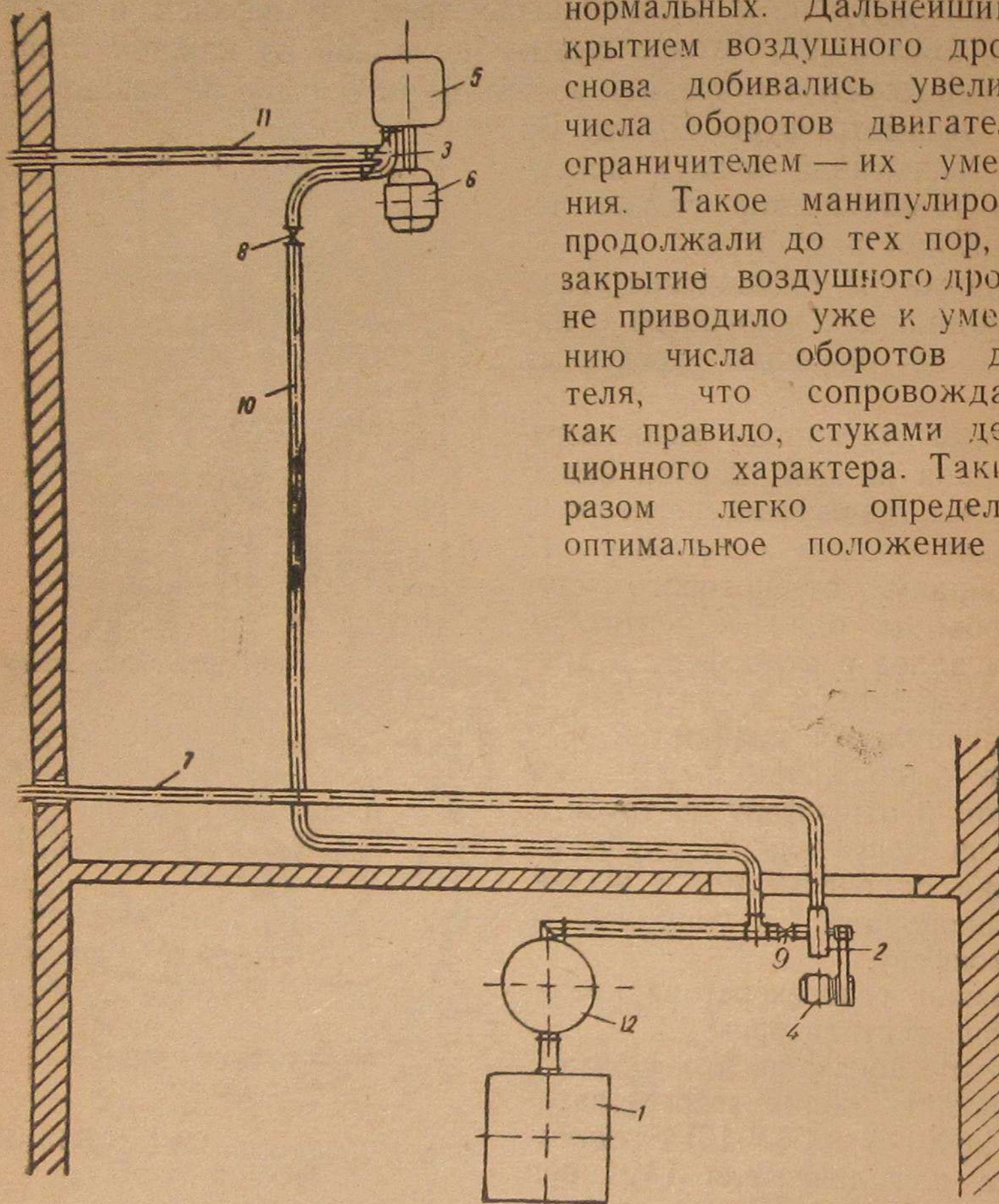
Нагрузка двигателя производилась электрическим генератором 6 постоянного тока. Электрическая мощность поглощалась шестиступенчатым нагрузочным реостатом воздушного охлаждения.

Переход двигателя на газ осуществлялся следующим образом: по окончании розжига, признаком чего являлась устойчивая горючесть газа, открывали полностью газовый дроссель смесителя 3 и краны 8 и 9. Кран 9 открывали частично, в соответствии с требуемой форсировкой газогенератора, определяемой



Фиг. 1. Двигатель 1МЧ 10,5/13. Поперечный разрез.

температурой газов за газогенератором. Затем медленно закрывали воздушный дроссель смесителя до тех пор, пока обороты двигателя не начинали увеличиваться. Уменьшая подачу жидкого топлива микрометрическим ограничителем хода рейки топливного насоса, получали снижение оборотов двигателя до нормальных. Дальнейшим закрытием воздушного дросселя снова добивались увеличения числа оборотов двигателя, а ограничителем — их уменьшения. Такое манипулирование продолжали до тех пор, пока закрытие воздушного дросселя не приводило уже к уменьшению числа оборотов двигателя, что сопровождалось, как правило, стуками детонационного характера. Таким образом легко определялось оптимальное положение воз-



Фиг. 2. Принципиальная схема установки двигателя 1МЧ 10,5/13 для работы на генераторном газе:

1 — газогенератор; 2 — вентилятор; 3 — смеситель; 4 — электродвигатель к вентилятору; 5 — двигатель 1МЧ 10,5/13; 6 — электрогенератор; 7 — газопровод в атмосферу; 8 и 9 — краны газопровода; 10 — газопровод к двигателю; 11 — воздушная труба; 12 — скруббер.

душного дросселя. При некотором навыке вся эта операция занимала около 0,5 мин.

При небольшом колебании нагрузки (порядка 2 э. л. с.), или небольшом изменении качества газа, регулятор поддерживал нормальное число оборотов двигателя. При значительном же изменении нагрузки или теплотворной способности газа прихо-

дилось вручную устанавливать ограничитель на новую подачу жидкого топлива, так как, в противном случае, обороты двигателя либо уменьшались (рейка топливного насоса упиралась в ограничитель), либо возрастали (слишком большая подача жидкого топлива). Недостатком испытанной нами системы регулирования являлось отсутствие дополнительного воздействия регулятора на подачу газа (или воздуха).

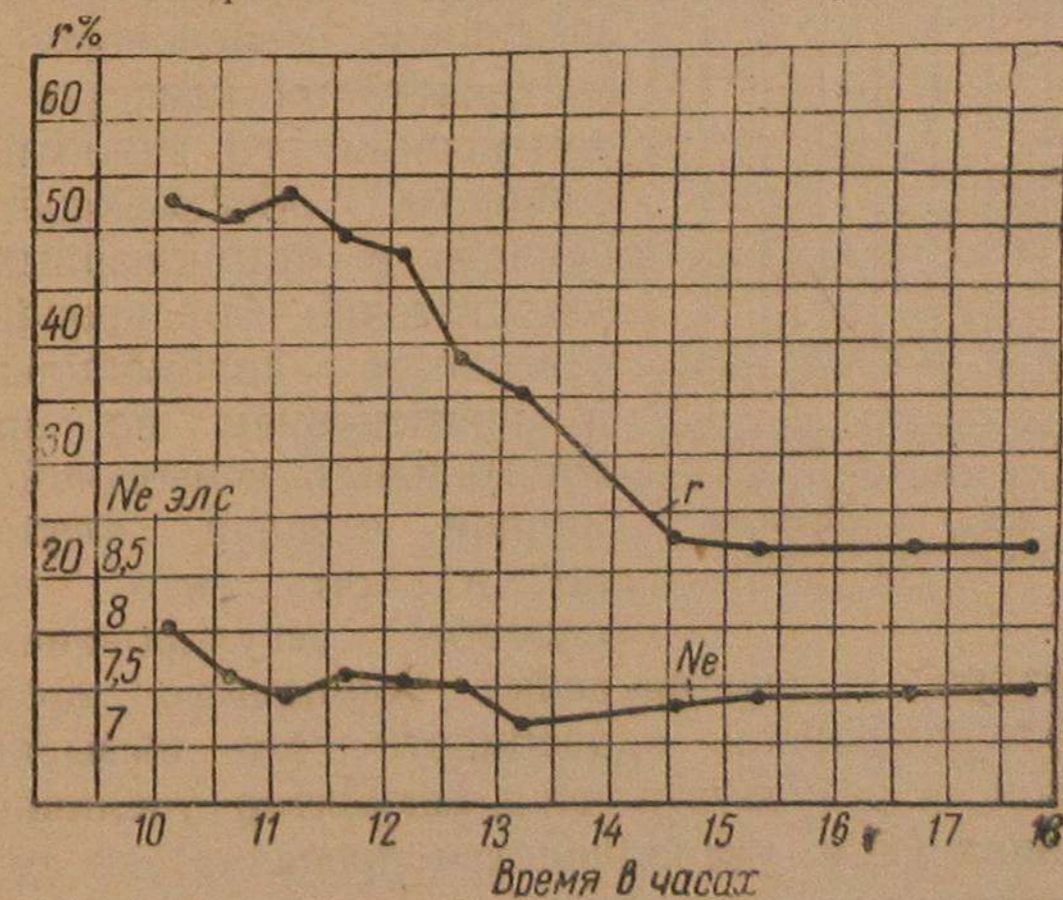
Первые же испытания показали, что по дизельгазовому процессу двигатель работает в испытанном диапазоне нагрузки от 3,5 до 10 э. л. с. спокойно, без стуков детонационного характера, без обратных хлопков во всасывающей трубе, при совершенно бездымном выхлопе.

Косвенным свидетельством удовлетворительной работы двигателя по дизельгазовому процессу является обнаруженное при разборке двигателя хорошее состояние поверхностей камеры сгорания и вихревой вставки, равно как поршня и клапанов, ничем не отличающееся от состояния после работы по чисто дизельному процессу.

Результаты испытаний

Как уже отмечалось, предварительные испытания были проведены при работе двигателя на газе от автомобильного газогенератора ЗИС.

Первые же испытания показали большое колебание расхода жидкого топлива при одной и той же нагрузке двигателя. Как

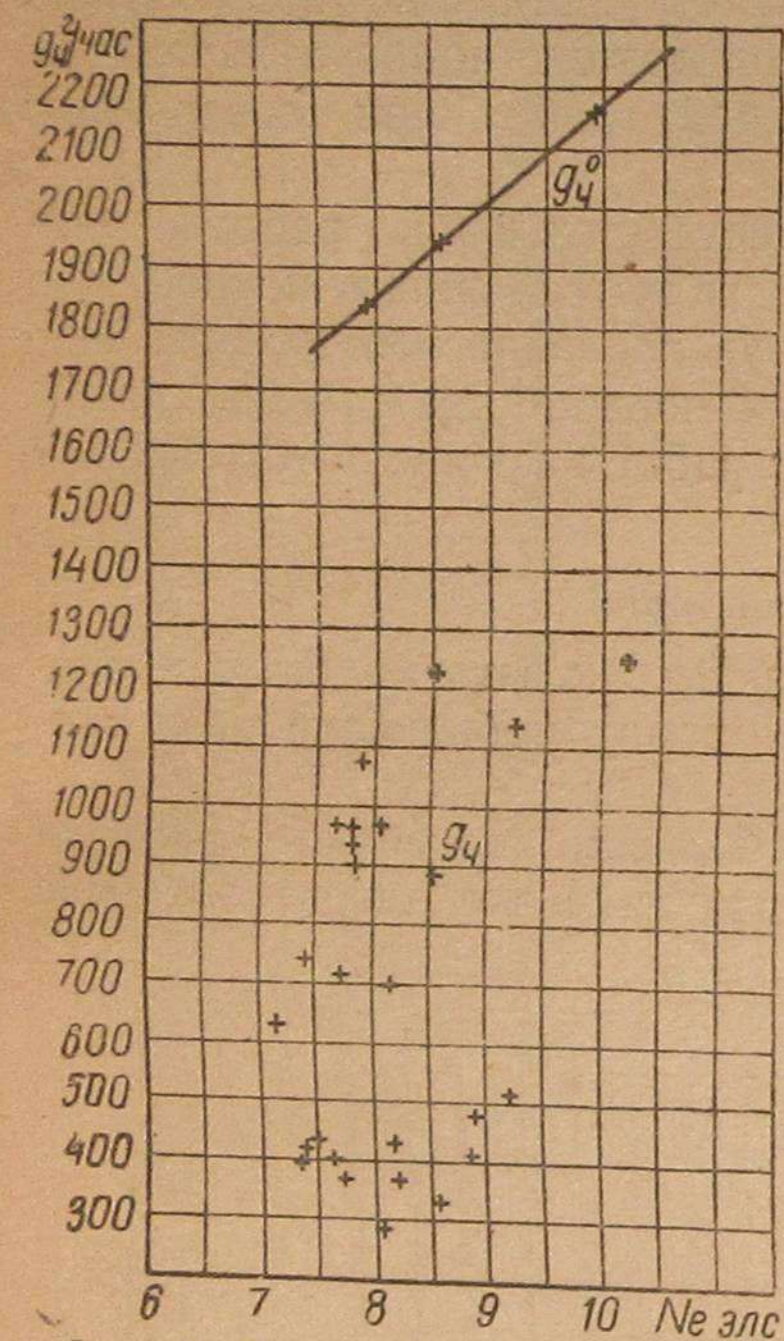


Фиг. 3. Присадка жидкого топлива (r) и нагрузка двигателя (N_e) — предварительные испытания.

видно из фиг. 3, на которой нанесены результаты длительного, непрерывного испытания двигателя по дизельгазовому процессу, присадка жидкого топлива за время испытания изменилась с 53 до 22%. Это положение ещё более наглядно иллюстрируется фиг. 4, на которой даны результаты нескольких испытаний этой

серии. Здесь точки настолько разбросаны, что невозможно усмотреть закономерность, связывающую расход жидкого топлива при дизельгазовом процессе с нагрузкой двигателя.

Между прочим, во время этой серии опытов в продолжение 50 мин. была получена рекордно низкая цифра присадки жидкого топлива, равная 286 г/час, или 35 г/э. л. с.-ч. при нагрузке 8,1 э. л. с., что составляет 15,2% от соответствующего расхода топлива при чисто дизельном процессе. Отсюда можно сделать вывод, что топливный насос ККАЗ



Фиг. 4. Часовой расход жидкого топлива при дизельном ($g_{ж}^д$) и дизельгазовом ($g_{ж}^дг$) процессах — предварительные испытания.

типа «Бош» с плунжером диаметром 6 мм может обеспечить подачу топлива, в 2,7 раза меньшую подачи холостого хода на данном двигателе (780 г/час). Необходимо, однако, отметить, что во время работы двигателя при столь малой подаче топлива произошло заедание иглы распылителя вследствие недостаточного охлаждения её протекающим топливом. Очевидно, здесь необходимо принять особые меры с целью охлаждения распылителя.

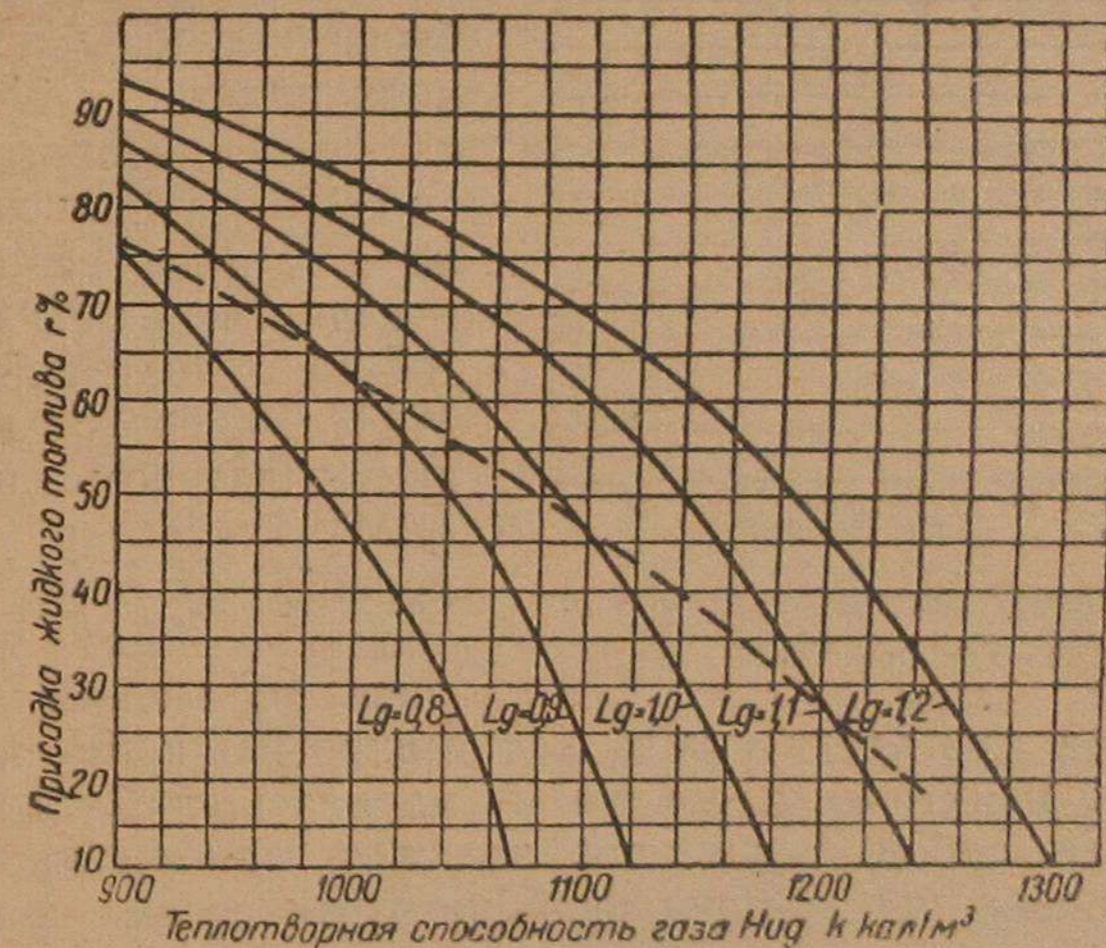
Указанное резкое колебание присадки жидкого топлива мы объясняем отмеченным выше непостоянством качества газа, т. е. изменением его теплотворной способности, обусловленной применением в стационарных условиях недостаточно форсированного газогенератора автомобильного типа и применением во время предварительных испытаний чурок различной степени влажности. Дело в том, что при нашем способе регулирования (воздействие регулятора только на рейку топливного насоса) всякое уменьшение теплотворной способности газа вызывает падение числа оборотов, в результате чего регулятор увеличивает подачу жидкого топлива (т. е. увеличивается присадка) до тех пор, пока обороты двигателя не поднимутся до нормальных. Небольшое же изменение теплотворной способности газа сравнительно сильно сказывается на величине присадки жидкого топлива, необходимой для сохранения теплотворной способности газожидкостной смеси.

Для наглядности нами построена номограмма, приведённая на фиг. 5, для определения присадки жидкого топлива r , требуемой для получения заданной теплотворной способности смеси h'_{ug}

в зависимости от теплотворной способности газа H_{ug} . Номограмма построена, исходя из теоретически необходимого количества воздуха для сжигания газа (L_g) по преобразованной формуле Рикмана:

$$r = \lambda d \frac{h'_{u'} + \frac{1}{\lambda'} \left(\frac{h'_{u'} - H_{ug}}{L_g} \right)}{\frac{H_{ud}}{L_d} + \left(\frac{h'_{u'} - H_{ug}}{L_g} \right)}$$

где: 1) теплотворная способность смеси $h'_{u'} = 600$ ккал/м³; 2) теплотворная способность жидкого топлива $H_{ud} = 10\,200$ ккал/кг; 3) теоретически необходимое количество воздуха для сжигания жидкого топлива $L_d = 21,5$ м³/м³; 4) коэффициент избытка воздуха при дизельном процессе $\lambda_d = 1,5$; 5) коэффициент избытка воздуха при дизельгазовом процессе $\lambda' = 1,0$. Пунктирная кривая на номограмме построена, исходя из упрощающего допущения, что $L_g \approx \frac{H_{ug}}{1100}$



Фиг. 5. Присадка жидкого топлива в зависимости от теплотворной способности газа (H_{ug}).

(это соотношение выведено на основе большого количества анализов генераторных газов, полученных разными исследователями).

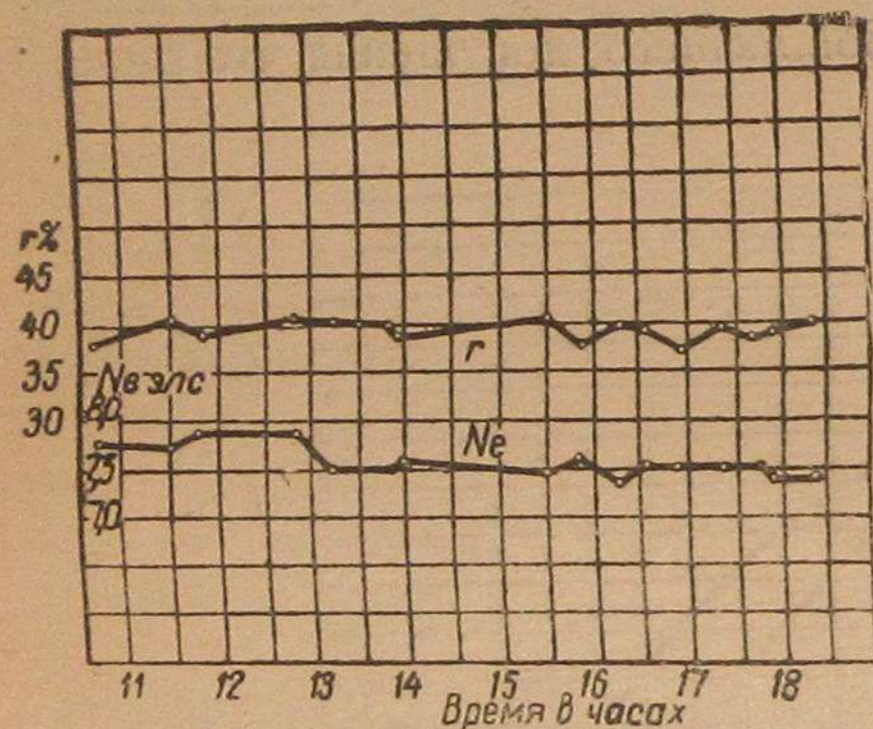
Из графика видно, что уменьшение теплотворной способности газа, скажем, с 1200 до 1000 ккал/м³ (т. е. на 17%), вызывает увеличение доли присадки жидкого топлива с 28 до 63% (т. е. в 2,3 раза).

Таким образом, важнейшим условием получения устойчивых присадок жидкого топлива является получение однородного газа. Малые же присадки жидкого топлива возможны при газе достаточно высокой калорийности. Такой газ на имеющейся установке с газогенератором ЗИС удавалось получать лишь на короткое время.

Значительно лучшие (в смысле устойчивости) результаты были получены при работе на газе от стационарного газогенератора ОГВ-10. Устойчивость присадки жидкого топлива наглядно иллюстрируется кривыми, изображёнными на фиг. 6.

Как видно из фиг. 7, на которой нанесены сводные результаты опытов этой серии, температура газов при работе по дизельгазовому процессу несколько выше, чем при чисто дизельном процессе, но все же не превосходит допустимых значений. Повышение температуры газов можно объяснить значительно меньшим избытком воздуха при дизельгазовом процессе.

Что же касается основной интересующей нас величины — присадки жидкого топлива, то она составляет, примерно, 30% в области малых нагрузок и по мере увеличения нагрузки увеличивается до 62% при номинальной мощности двигателя.



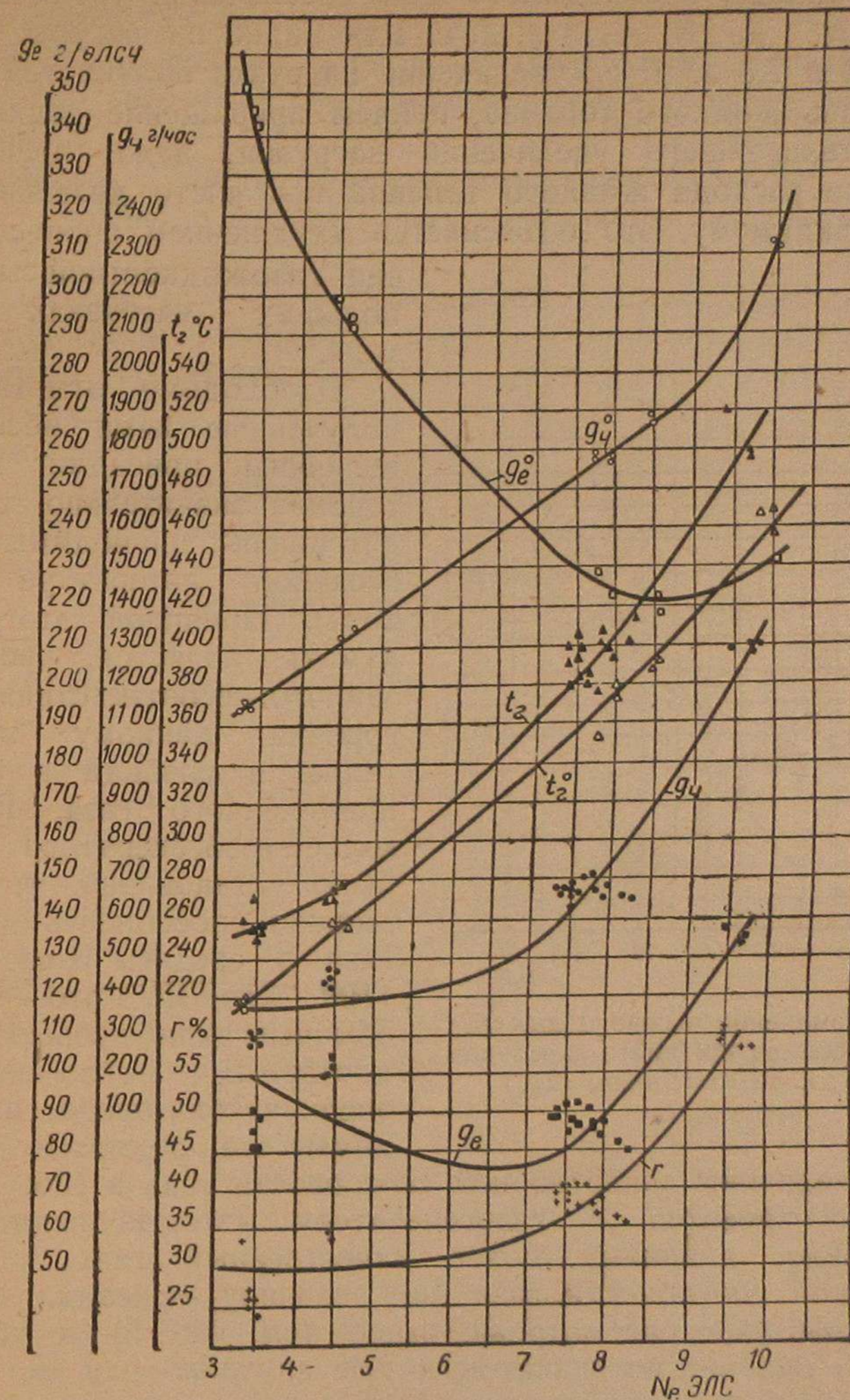
Фиг. 6. Присадка жидкого топлива r и нагрузка двигателя N_e .

Аналогичные результаты были получены при испытаниях двигателя 2МЧ 10,5/13 по дизельгазовому процессу¹. По данным же Риксмана², у трёх различных типов двигателя Дизеля (МАН Д0534 с шаровой камерой, МАН Д0530 с воздушным аккумулятором и Дейтц 4FM) характер изменения кривой присадки жидкого топлива был совершенно иным, а именно: с увеличением нагрузки двигателя вплоть до номинальной присадка жидкого топлива либо практически совсем не менялась, либо даже уменьшалась. Само собой разумеется, наличие максимума присадки жидкого топлива при номинальной нагрузке весьма невыгодно и ставит под сомнение целесообразность применения дизельгазового процесса в том случае, если обязательно требуется сохранение номинальной мощности двигателя.

Надо думать, что причиной увеличения присадки с увеличением нагрузки является несовершенное горение вследствие несоответствия вихревой камеры для данного процесса.

Рассматривая дизельгазовый процесс как процесс, происходящий по циклу Отто, но с воспламенением от чрезвычайно большого количества весьма слабых по своей энергии посторонних источников зажигания, можно прийти к заключению, что обусловленные этим короткие пути пламени обеспечивают лучшее горение газожидкостной смеси в том случае, если вся камера сгорания пронизывается жидким топливом, непосредственно

вытекающим из сопла форсунки. С этой точки зрения, естественно, вихревая камера представляет затруднения для нормального протекания горения при дизельгазовом процессе. И если



Фиг. 7. Часовой (g_4) и удельный расход (g_e), температура выхлопных газов (t_2) и присадка жидкого топлива (r) в зависимости от нагрузки двигателя (N_e). Индекс ° относится к чисто дизельному процессу.

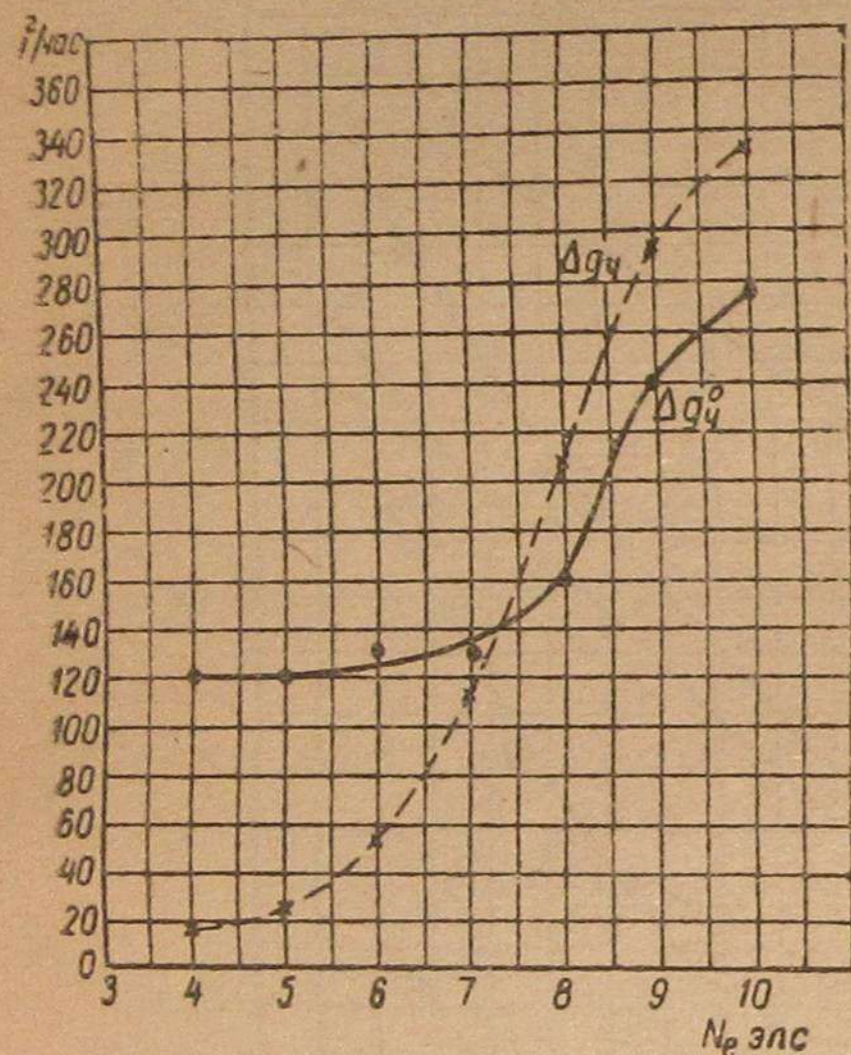
при малых нагрузках двигателя 30%-ная присадка жидкого топлива (сама по себе довольно большая) достаточна для надёжного воспламенения, то при больших нагрузках приходится всё больше и больше увеличивать подачу жидкого топлива до тех

¹ См. статью Амеликина О. С. в этом сборнике.

² См. цитированную статью Риксмана.

пор, пока дальнейшее увеличение нагрузки делается возможным уже только за счёт одного лишь жидкого топлива.

На фиг. 8 нанесены приращения величины часового расхода жидкого топлива, необходимого для обеспечения увеличения нагрузки от N_e до $(N_e + 1)$ э. л. с. Как видно из фигуры, начиная с нагрузки в 7,3 э. л. с., увеличение нагрузки получается за счёт одного лишь жидкого топлива, причём приращение расхода его, по мере дальнейшего увеличения нагрузки, даже превосходит приращение расхода жидкого топлива при чисто дизельном процессе. Повидимому, это объясняется ухудшением процесса горения газожидкостной смеси при



Фиг. 8. Изменение часового расхода жидкого топлива при чисто дизельном ($\Delta g_{г^0}$) и дизельгазовом ($\Delta g_{г}$) процессах.

больших нагрузках двигателя. Необходимо отметить, что полученные нами абсолютные величины присадки жидкого топлива значительно превосходят цифры, приводимые в иностранной литературе (около 20%). Причиной этого, надо думать, является, кроме указанного несоответствия камеры горения данному процессу, также и разница в качестве применённого газа. При доводке газогенератора ОГВ-10 было установлено, что теплотворная способность рабочего газа в среднем равна 1000—1100 ккал/м³, что является обычным для древесных стационарных газогенераторов опрокинутого процесса. Приводимые же в статье Риксмана значения величины теплотворной способности газа в 1350 ккал/м³, очевидно, относятся к газогенератору автомобильного типа, как правило, дающему более качественный газ. А влияние теплотворной способности газа на величину присадки жидкого топлива мы уже рассмотрели выше (см. фиг. 5) и убедились в том, что оно весьма значительно. Не случайно и у нас получилась при работе газогенератора на смеси чурок с древесным углем столь низкая цифра присадки, как 15%. Реальные же величины присадки для данного двигателя значительно выше.

Выводы

Хотя по техническим причинам испытания были проведены не совсем полно и с ограниченной методикой измерений, тем не ме-

нее, полученные результаты позволяют сделать ряд достаточно важных выводов:

1. Двигатели Дизеля типа МЧ 10,5/13 с вихревой камерой сгорания можно без существенных переделок перевести на работу по дизельгазовому процессу.

2. Газораспределение и момент опережения подачи жидкого топлива при переходе на дизельгазовый процесс не требуют изменения.

3. Переход с чисто дизельного на дизельгазовый процесс и обратно производится на ходу двигателя в течение долей минуты.

4. Принятая система регулирования (та же самая, что и при чисто дизельном процессе) работает удовлетворительно лишь при условии колебания нагрузки двигателя в сравнительно небольших пределах, примерно 2 э. л. с. от нагрузки, установленной ограничителем. При большем же изменении нагрузки необходимо вручную установить новое положение ограничителя хода рейки топливного насоса. Таким образом, для стационарных установок, работающих на нагрузку, меняющуюся часто и в больших пределах, такая система регулирования неприемлема.

5. При работе по дизельгазовому процессу двигатель работает устойчиво, без детонационных стуков, без обратных хлопков во всасывающую трубу, при бездымном выхлопе.

6. Номинальной нагрузкой двигателя 1МЧ 10,5/13, при работе его по дизельгазовому процессу следует признать 7,5 э. л. с. Вполне допустима нагрузка двигателя и до 10 э. л. с., однако за счёт повышенного расхода жидкого топлива.

7. Присадка жидкого топлива при работе на газе от древесного газогенератора при нагрузках от 35 до 60% равна примерно 30% от расхода жидкого топлива при чисто дизельном процессе при той же нагрузке, а при дальнейшем увеличении нагрузки постепенно увеличивается (до 60% при номинальной нагрузке двигателя).

8. Температура отходящих газов при работе двигателя по дизельгазовому процессу хотя и повышается на несколько десятков градусов, но максимальные значения её величины (порядка 520° С при полной нагрузке) вполне допустимы.

9. Топливный насос завода ККАЗ типа «Бош» РР с плунжером диаметром 6,0 мм может обеспечить минимально требуемую подачу жидкого топлива при дизельгазовом процессе.

10. Форсунка завода ККАЗ типа РШ1-8 вполне удовлетворительно работает при подаче жидкого топлива примерно свыше 320 г/час. При меньших подачах необходимо особыми конструктивными мероприятиями обеспечить усиленное охлаждение распылителя форсунки.

11. В результате работы по дизельгазовому процессу не наблюдается ни перегрева деталей двигателя, ни сравнительно усиленного нагаро- и сажеобразования на поверхностях камеры сгорания, вихревой вставки, поршня и клапанов.

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ КОНСТРУКЦИИ НИДИ

Научно-исследовательский дизельный институт в течение ряда лет занимался созданием отечественных газовых двигателей.

На базе дизелей 2Ч 26/38 и 4Ч 26/38 (старые марки 2БО-38 и 4БО-38) созданы первые отечественные газовые двигатели 2ГЧ 26/38 и 4ГЧ 26/38, находившиеся ряд лет на производстве заводов «Двигатель революции» и им. 25 Октября и работающие на установках.

В результате проведённых государственных испытаний приняты к серийному производству двухцилиндровый двигатель марки 2ГЧ 18/26 мощностью 40 л. с. при 750 об/мин и четырёхцилиндровый двигатель марки 4ГЧ 16,5/21 мощностью 90 л. с. при 1000 об/мин. Кроме того, предполагаются испытания для принятия к серийному производству двигателей 4ГЧ 18/26 мощностью 80—90 л. с. при 750 об/мин и 6ГЧ 16,5/21 мощностью 135 л. с. при 1000 об/мин.

1. ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ 2ГЧ 26/38 и 4ГЧ 26/38

Первыми промышленными газовыми двигателями отечественного двигателестроения, осуществлёнными в послереволюционное время, являются двигатели 2ГЧ 26/38 и 4ГЧ 26/38 с цилиндровой мощностью 35 л. с. при 300 об/мин.

Первоначально в 1935—1936 гг. был выполнен проект перевода на газ и построен опытный трёхцилиндровый двигатель этого типа (ЗГАЗБК-38). Двигатель прошёл на стенде в НИДИ доводку и длительные испытания общей продолжительностью свыше 1000 час.

В 1937 г. на заводах были построены первые промышленные газовые двигатели, прошедшие длительные госиспытания, и был начат серийный выпуск. Завод «Двигатель революции» выпускал газовые двигатели 4ГЧ 26/38, завод им. 25 Октября в Первомайске (УССР) — газовые двигатели 2ГЧ 26/38 (фиг. 1). Выпуск данных двигателей до войны был довольно значителен (всего было построено 139 машин). Указанные двигатели являются первыми внедрёнными в народное хозяйство отечественными газовыми двигателями.

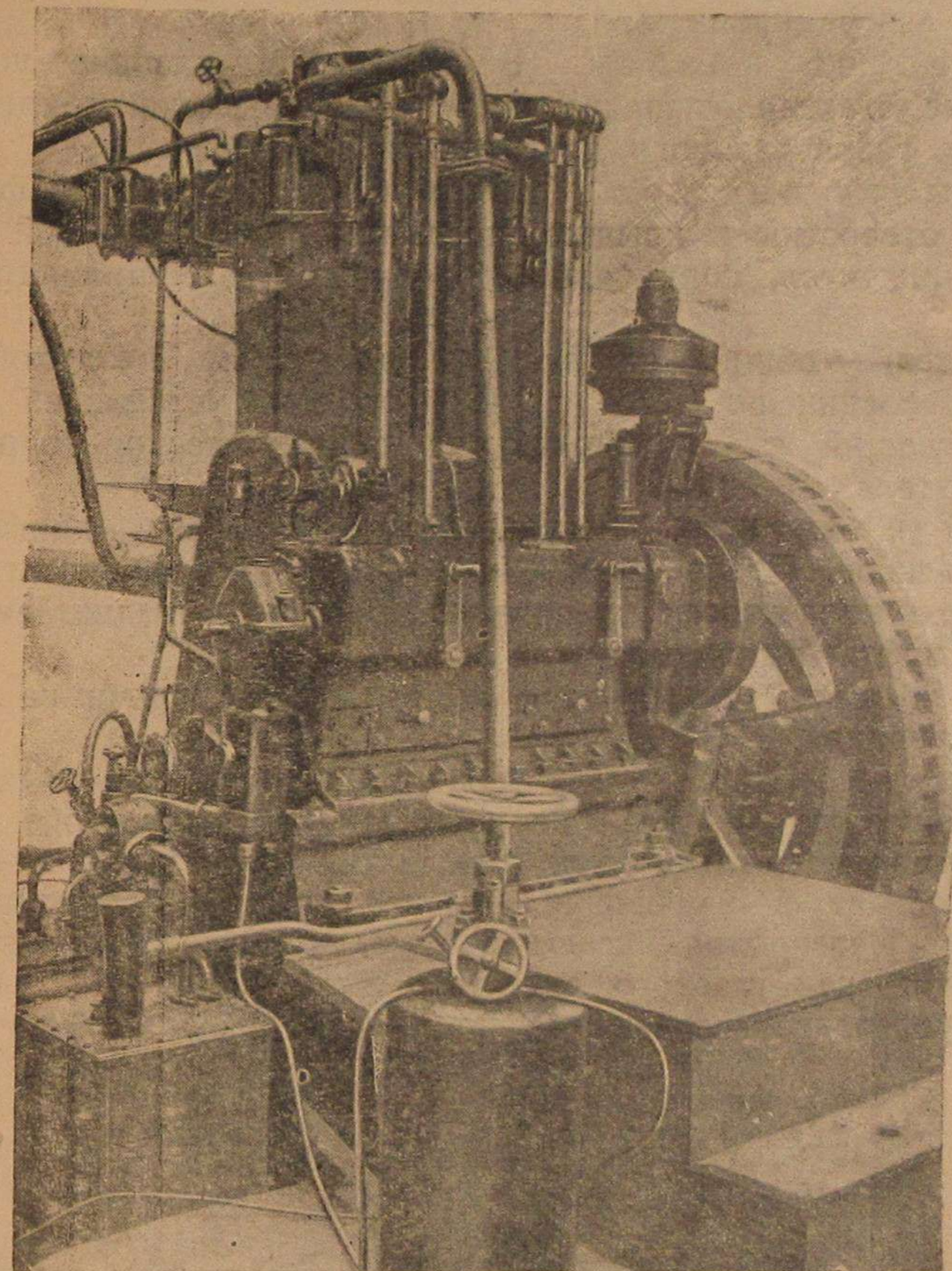
Характеристика двигателей

Марка двигателя	2ГЧ 26/38; 4ГЧ 26/38	
Номинальная мощность на генераторном газе в л. с.	55	110
Допустимая перегрузка	100% в течение 1 часа	
Число цилиндров	2	4
Диаметр цилиндра в мм	260	260
Ход поршня в мм	380	380
Средняя скорость поршня в м/сек	3,8	3,8
Среднее эффективное давление в кг/см ²	4,1	4,1
Степень сжатия	9	9
Давление сжатия в кг/см ²	18—19	18—19
Давление сгорания в кг/см ²	40—45	40—45
Удельный расход тепла в кал/л. с.-ч.	2350—2600	2350—2600
Опережение зажигания	15° до в. м. т. 15° до в. м. т.	

Для перевода дизелей БО-38 на генераторный газ в них были осуществлены следующие конструктивные переделки.

Поршень. Степень сжатия для газового двигателя уменьшена с 12 до 9 путём срезания на 30 мм верхней боковой кромки чашеобразной части поршня дизеля.

Помимо срезанной верхней части, поршень газового двигателя отличается от поршня дизеля БО меньшим количеством



Фиг. 1. Газовый двигатель 2ГЧ 26/38.

поршневых колец — их шесть вместо семи (изъято верхнее компрессионное). Кроме того, газовый поршень имеет два маслосъёмных кольца (верхнее и нижнее) и сверления под ними для удаления сгребаемого кольцами масла.

Цилиндровая крышка. Для газового двигателя установлены новые цилиндрические крышки. Крышка газового двигателя отличается от крышки дизеля БО-38 местом расположения

входного отверстия патрубка к всасывающему клапану. В крышке дизеля оно выполнено сверху, в крышке газового двигателя сбоку, иначе неудобно было бы осуществить крепление к крышке всасывающего коллектора. Кроме того, в крышке газового двигателя увеличена глубина форсуночного отверстия, куда вместо корпуса форсунки поставлен штуцер с свечой зажигания.

В дальнейшем при модернизации дизелей БО-38 и перевода их на 375 об/мин крышки дизелей и газовых двигателей были полностью унифицированы.

Выхлопной клапан. В выхлопном клапане устроено охлаждение стакана клапана, ввиду более высокой температуры отходящих газов газового двигателя.

Всасывающий коллектор. Смеситель. К фланцам входных отверстий в крышке крепится газо-воздушный всасывающий коллектор, подводящий рабочую смесь в цилиндры двигателя.

Смеситель — общий на все цилиндры. На воздухопроводе в месте соединения его с газопроводом установлен конус, инжестирующий газ и снижающий гидравлическое сопротивление смесителя.

Регулирование. Регулирование газового двигателя — количественное. После смесителя на вертикальном участке всасывающего коллектора установлен дроссель, передвигаемый тягами от муфты регулятора.

Состав смеси регулируется ручными дросселями на газо- и воздухопроводах.

Распределение. Для предотвращения обратных вспышек газо-воздушной смеси во всасывающем коллекторе газовый двигатель имеет отличное от дизеля БО-38 распределение. Различие состоит в изменении момента открытия всасывающего клапана. Перекрытия всасывающего и выхлопного клапанов в распределении газового двигателя нет.

Распределение газового двигателя ГЧ 26/38:

Начало всасывания	20° после в. м. т.
Конец всасывания	35° после н. м. т.
Начало выхлопа	55° до н. м. т.
Конец выхлопа	10° после в. м. т.

Зажигание. Вместо топливной аппаратуры дизеля на газовом двигателе установлены приборы зажигания автомобильного типа, применяемые на автомобилях ГАЗ-АА.

Аппаратура зажигания состоит из следующих частей:

- 1) динамомашины в 6 в с приводом её зубчатой передачей от коленчатого вала;
- 2) аккумуляторной батареи в 6 в ёмкостью 70 а-ч;
- 3) ручных рубильников-переключателей с пускового положения зажигания на рабочее;
- 4) прерывателя-распределителя с цепной передачей от распределительного вала;

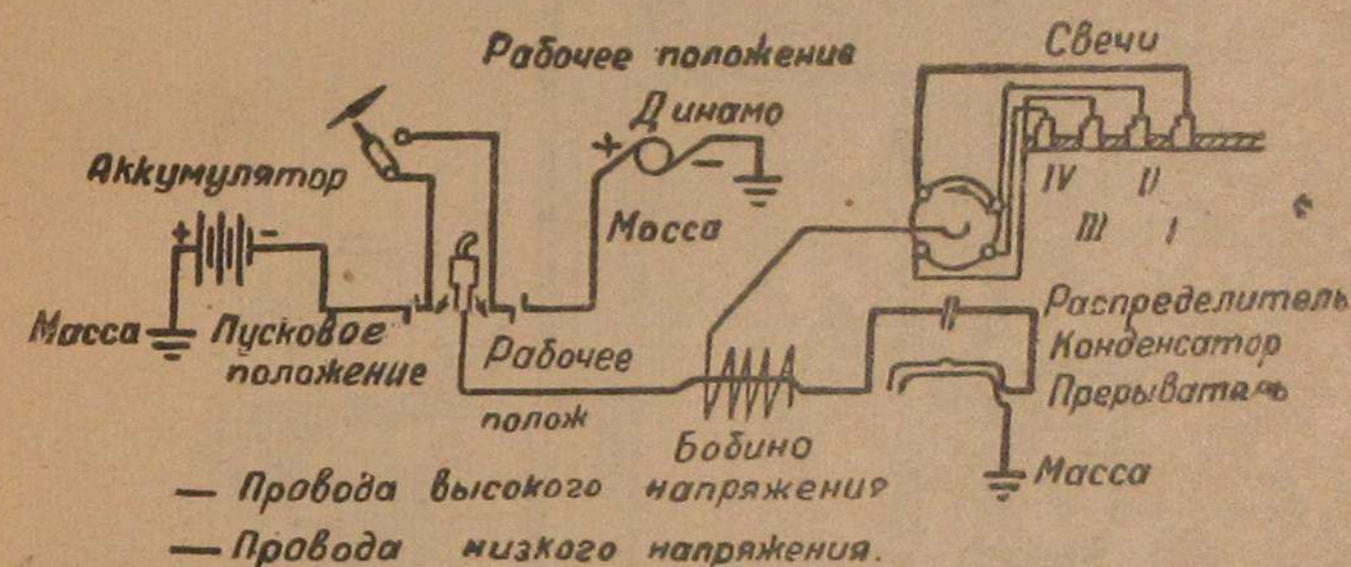
5) бобины;

6) свечей зажигания.

Применительно к условиям работы газового двигателя приборы зажигания подвергались некоторым изменениям. Введено охлаждение динамомашины крыльчаткой, посаженной на валу динамо. Бобина помещена в масляную ванну, охлаждаемую проточной водой системы охлаждения двигателя. Свечи зажигания применяются авиационные марки 5-ЭМГ.

Схема зажигания газового двигателя 4ГЧ 26/38 приведена на фиг. 2. Путь тока от аккумулятора и динамомашины показан стрелками.

При пуске двигателя источником тока является аккумулятор, затем при достижении двигателем нормальных оборотов зажига-



Фиг. 2. Схема зажигания газового двигателя 4ГЧ 26/38.

ние переводится на питание током от динамомашин, в параллель с аккумулятором.

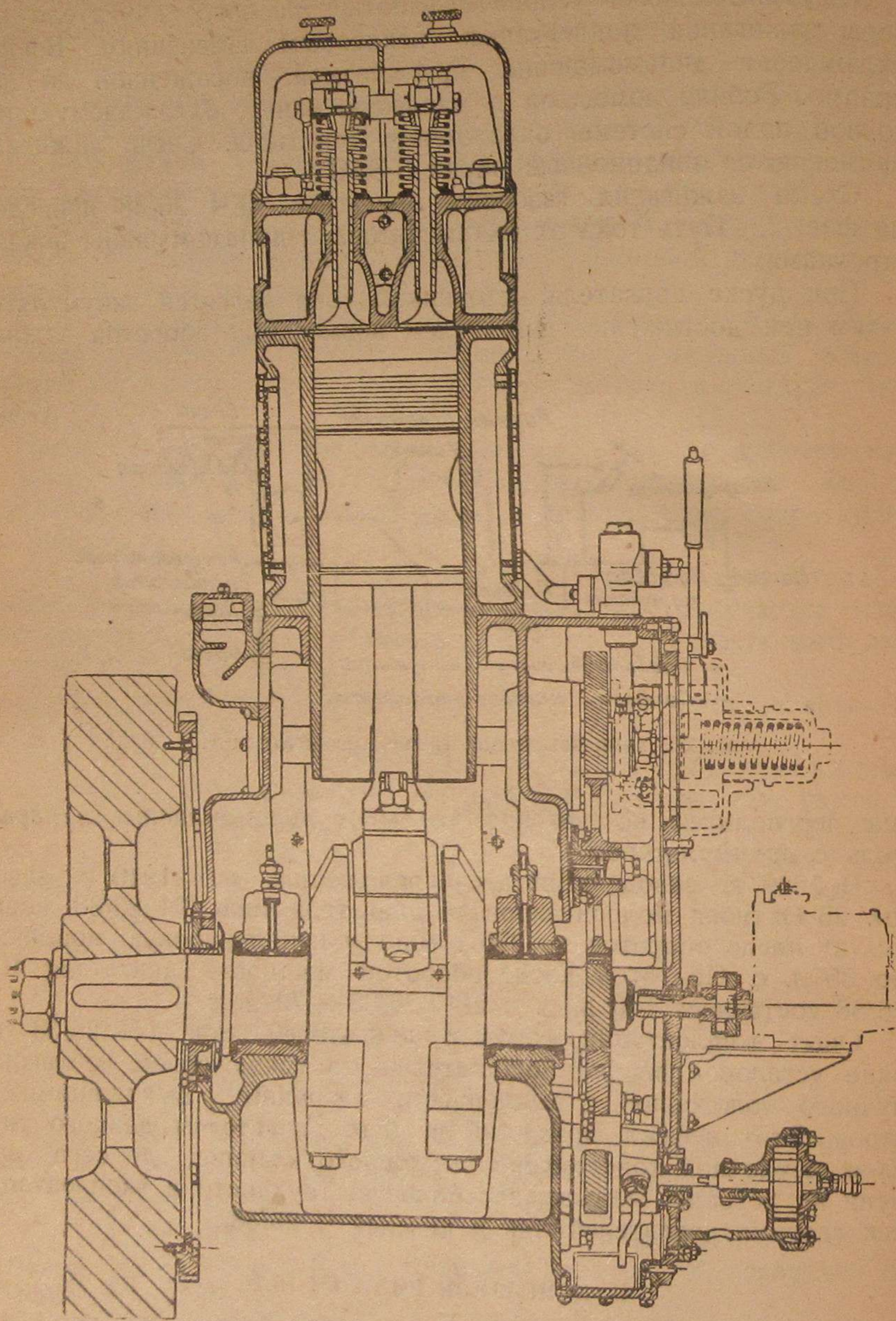
В 1939 г. завод «Двигатель революции» и в 1940 г. завод им. 25 Октября модернизировали двигатели типа ГЧ 26/38, повысив их число оборотов до 375 в минуту и цилиндговую мощность до 35 л. с. При этом числе оборотов мощность двигателя 4ГЧ 26/38 составляет 140 л. с. и 2ГЧ 26/38 — 70 л. с.

Опыт эксплуатации газовых двигателей типа ГЧ 26/38 на ряде установок вполне положителен, за исключением неблагоприятного положения с выхлопными клапанами, выходящими из строя. Этот дефект, присущий вообще двигателям данного типа из-за неудачной конструкции выхлопного клапана, до сего времени не устранён и вызывает большие трудности в эксплуатации как газовых двигателей, так и дизелей Ч 26/38.

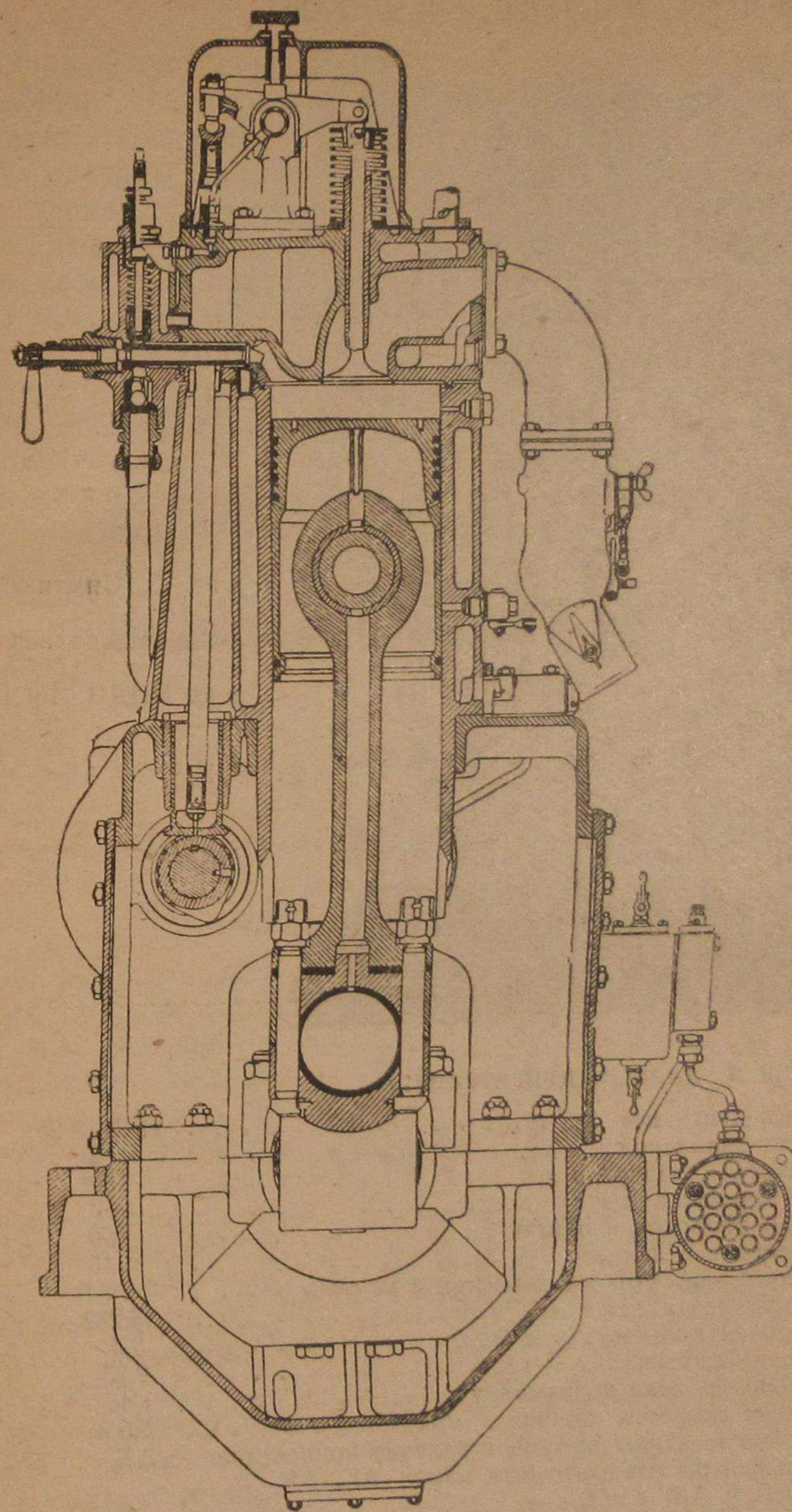
II. ДВИГАТЕЛИ РЯДА ГЧ 18/26

Проект опытного быстроходного одноцилиндрового двигателя был создан НИДИ в 1935 г. (фиг. 3, 4 и 5).

На базе результатов доводки и испытания опытной стационарной газосиловой установки с этим одноцилиндровым двигателем в 1939 г. конструкторским бюро НИДИ были созданы про-

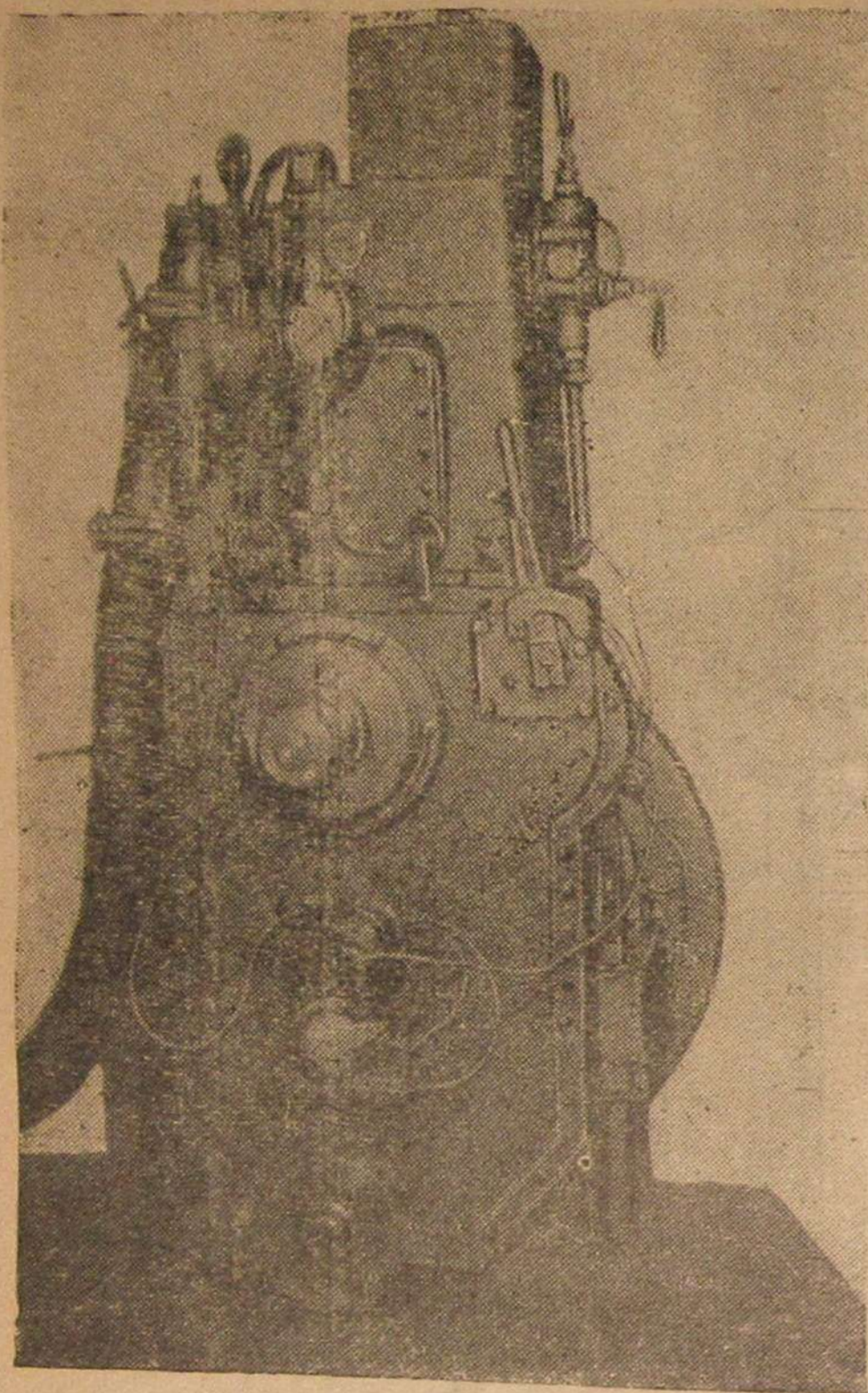


Фиг. 3. Опытный одноцилиндровый газовый двигатель НИДИ мощностью 15 л. с. при 650 об/мин; диаметр цилиндра — 180 мм; ход поршня 260 мм. Продольный разрез.



Фиг. 4. Опытный одноцилиндровый газовый двигатель НИДИ. Поперечный разрез.

екты двух- и четырёхцилиндровых, четырёхтактных, газовых двигателей марок 2ГЧ 18/26 и 4ГЧ 18/26.



Фиг. 5. Опытный одноцилиндровый газовый двигатель НИДИ. Внешний вид.

Основные данные двигателей:

	2ГЧ 18/26	4ГЧ 18/26
Марка двигателя	2ГЧ 18/26	4ГЧ 18/26
Число цилиндров	2	4
Диаметр цилиндра в мм	180	180
Ход поршня в мм	260	260
Число оборотов в об/мин	750	750
Мощность в л. с.	45	90
Среднее эффективное давление в кг/см ²	4,1	4,1
Литраж двигателя в л	13,232	26,464
Литровая мощность в л. с./л.	3,4	3,4
Степень сжатия	9,25	9,25
Отношение хода к диаметру	1,45	1,45
Средняя скорость поршня в м/сек	6,5	6,5
Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа	3,77	3,77
Удельный расход антрацита марок АГ, АК, АП и АМ в г/л. с.-ч.	500	500
Удельный расход смазки в г/л. с.-ч.	до 8	до 8
Удельный вес двигателя без маховика в кг/л. с.	26,8	20,2
Габаритные размеры в мм:		
длина	1190	1625
ширина	740	740
высота	1440	1440

Конструкция двигателей (фиг. 6, 7, 8)

Станина — чугунная, блочная, со вставными мокрыми втулками рабочих цилиндров, изготовленных из чугуна.

Станина крепится с каждой стороны двумя рядами шпилек. Фундаментная рама — чугунная, несёт в себе две масляные трубки, залитые в поперечных стенках.

Крышка цилиндра — чугунная, двухклапанная. В ней расположены также автоматический клапан для пуска, свеча и пробный кран, который может заменяться штуцером под индикатор. Коленчатый вал из стали 5 повышенного качества укладывается в коренных подшипниках, залитых баббитом.

Шатун — круглого сечения, сверлёный, изготовляется из стали 5 повышенного качества.

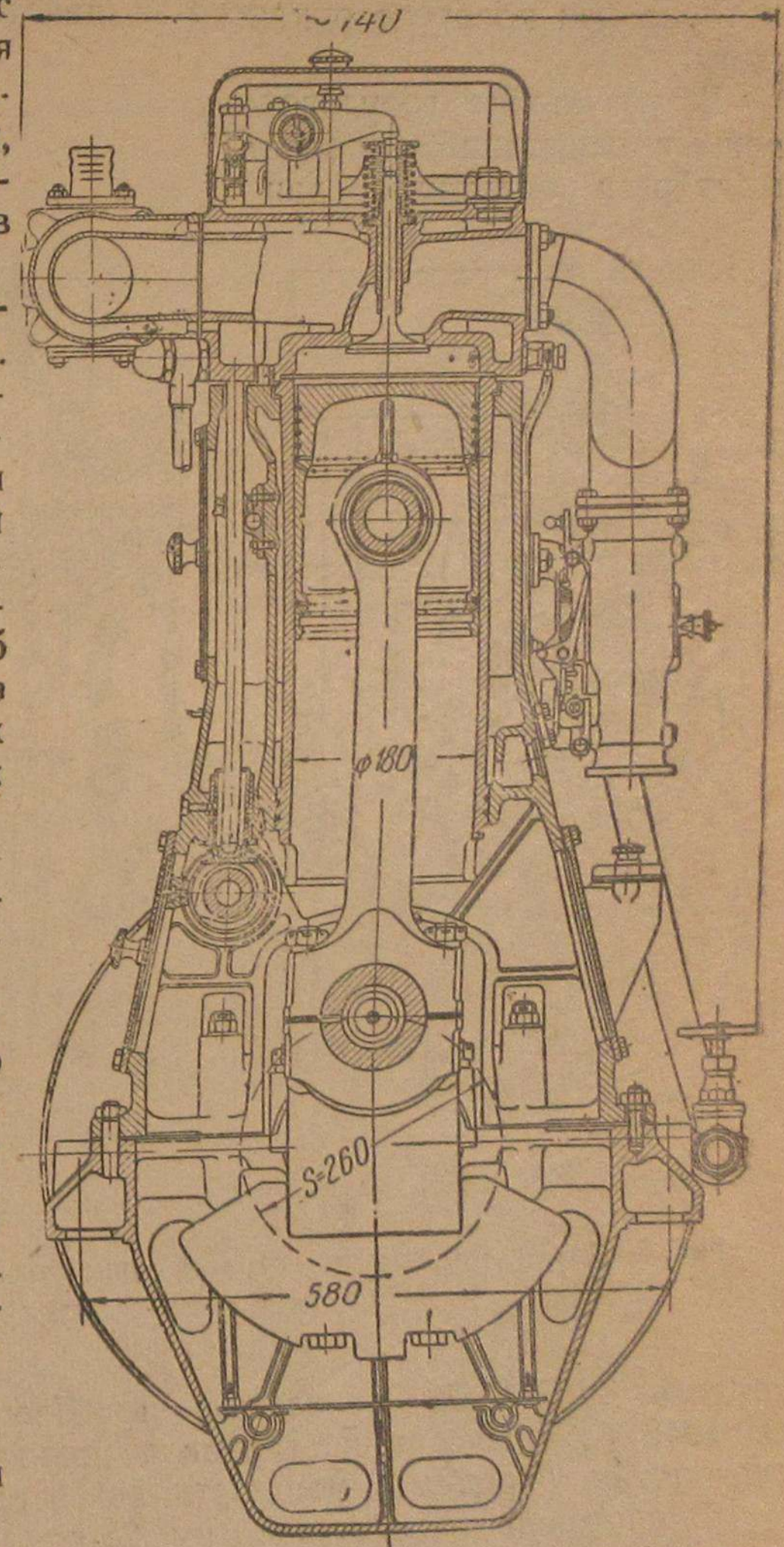
Распределительные валы для двухцилиндрового двигателя — цельный и для четырёхцилиндрового — составной из двух частей. Кулачки изготовлены за одно целое с валом.

Газовый смеситель типа «Тройник» имеет три заслонки. Заслонка смеси устанавливается регулятором, а воздушная и газовая — вручную.

Смазка цилиндров производится разбрызгиванием. Остальные трущиеся детали смазываются

маслом, подаваемым под давлением шестерёнчатом насосом, подающим масло к подшипникам через фильтр и холодильник.

Охлаждение двигателя производится водой, подаваемой центробежным насосом.

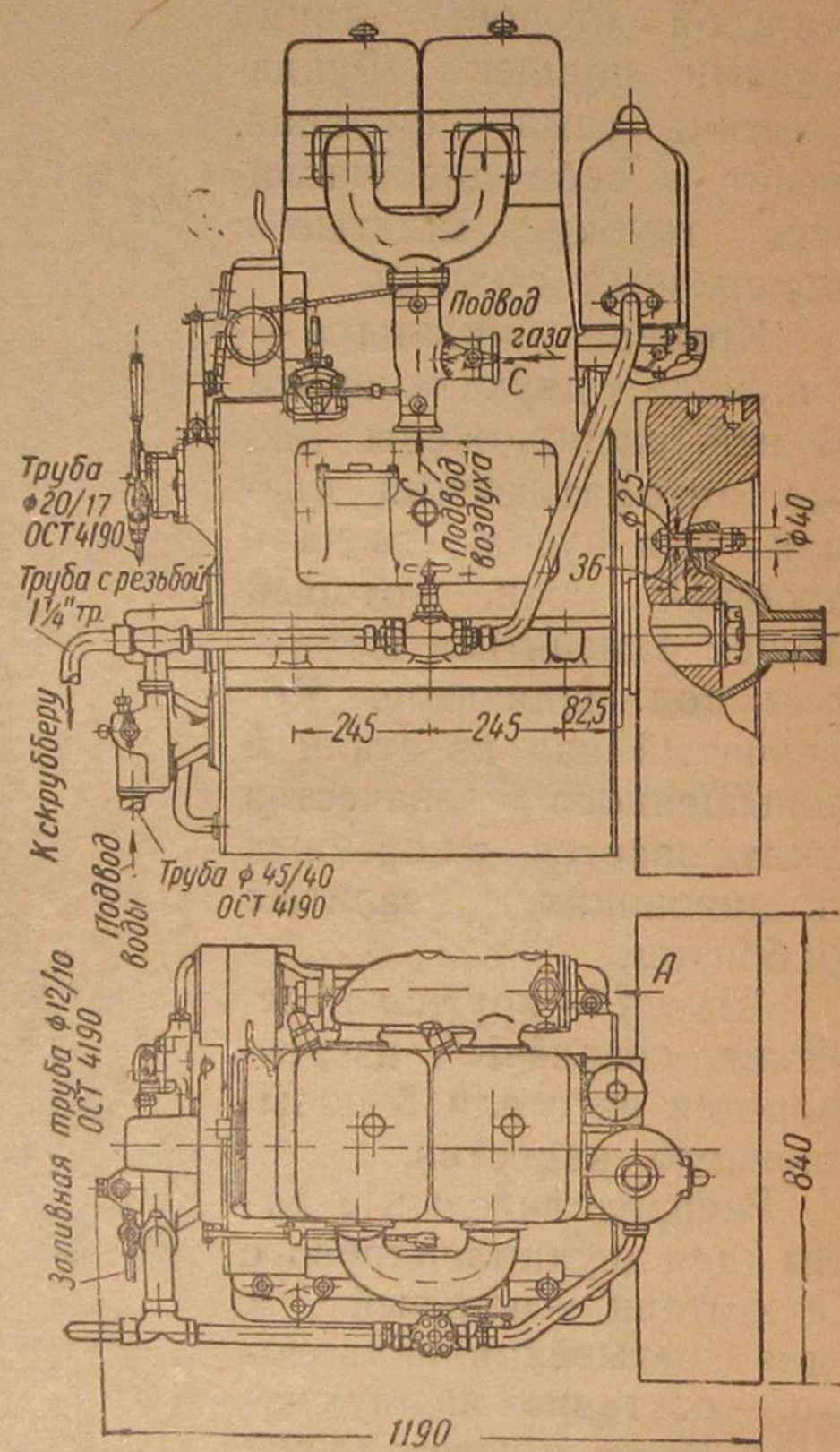
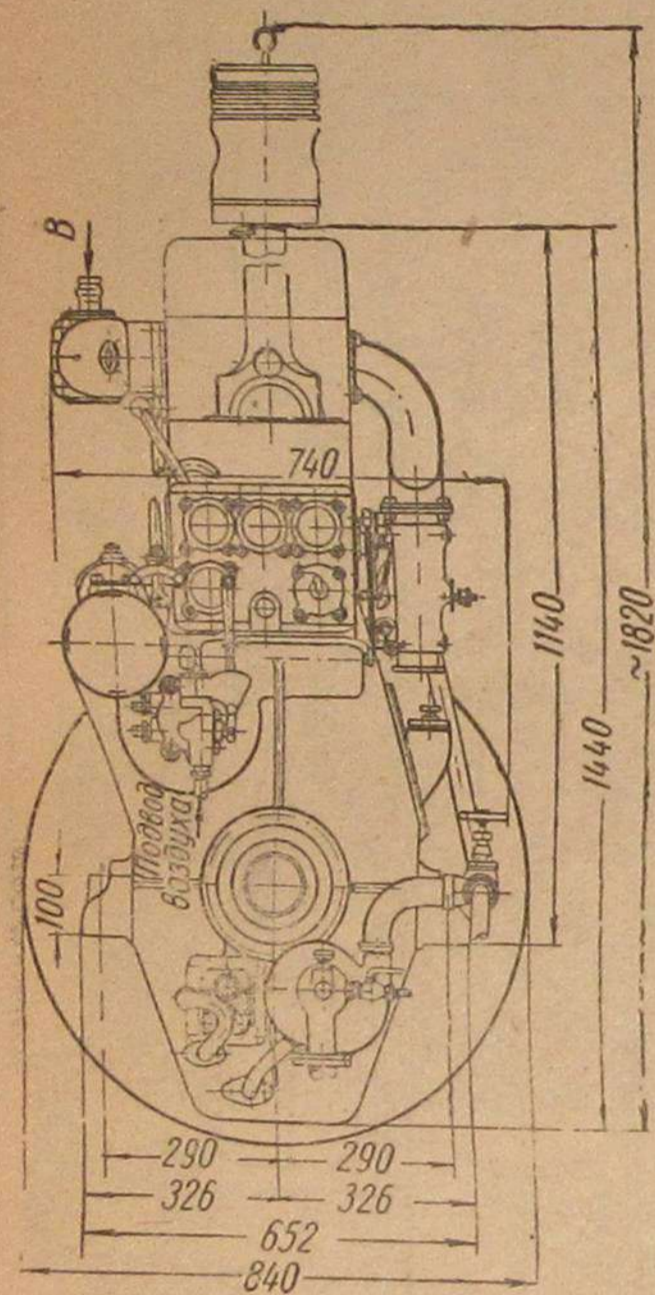


Фиг. 6. Газовый двигатель конструкции НИДИ 2ГЧ 18/26.

Пуск двигателя осуществляется сжатым воздухом, поступающим из баллонов к распределителю с плоским вращающимся золотником, а оттуда к автоматическим клапанам в крышках цилиндров.

Для облегчения пуска имеется декомпрессионное устройство которое при повороте рукоятки воздействует на выхлопные клапаны.

В результате государственных испытаний, которым подвергся опытный дви-



Фиг. 7. Двухцилиндровый газовый двигатель НИДИ 2ГЧ 18/26, принятый к серийному производству на заводе им. Дзержинского в г. Балакове.

гатель 2ГЧ 18/26 на заводе им. Дзержинского в г. Балакове в 1942 г., комиссия постановила принять его к серийному производству, определив мощность двигателя в 40 л. с.

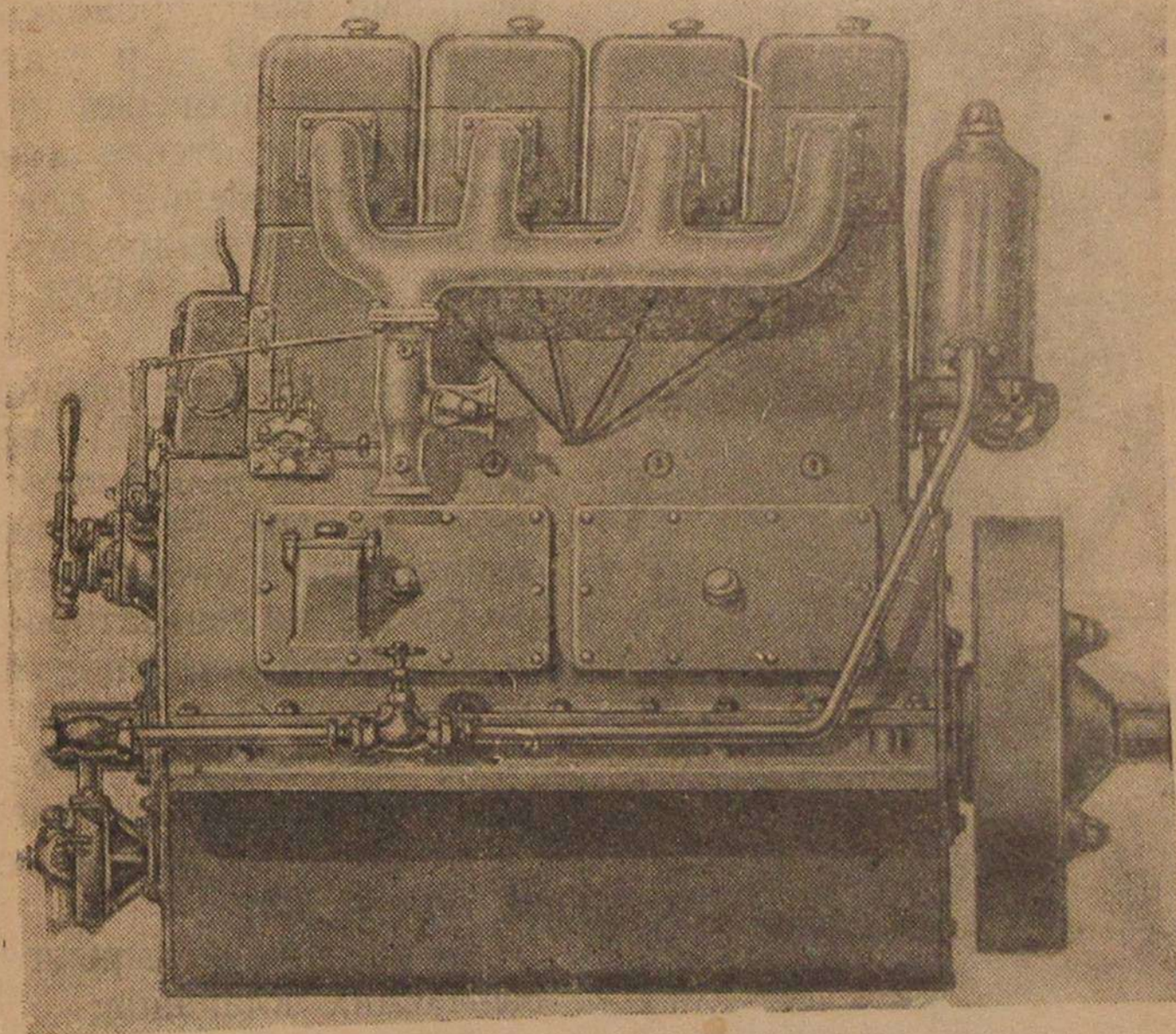
В настоящее время завод им. 25-го Октября осваивает указанные двигатели.

За время испытаний никаких неполадок из-за двигателя не наблюдалось, однако газогенератор работал ненормально; периодически имели место зависание топлива и зашлакование. После очистки газогенератора двигатель легко развивал мощность в 45 л. с., но уже через 15 час. работы двигатель снижал мощность до 40 л. с.

Средние значения результатов испытания получились следующими:

Мощность двигателя в л. с.	39,25.
Число оборотов в об/мин	743.
Среднее эффективное давление в кг/см ²	3,61.
Давление сжатия в кг/см ²	20,5—21.
Давление вспышки в кг/см ²	37—42.
Расход топлива (смесь в равных долях кокса и терм-антрацита) в кг/л. с.-ч.	0,565 кг.
Удельный расход масла в г/л. с.-ч.	2.
Давление масла в ати	1,2—1,25.
Температура выходящего масла	не более 43° С.
Температура помещения	24° С—31° С.
Удельный расход воды при перепаде в 33° С в л/л. с.-ч.	21,8.
Температура входящей воды	12—36° С.
Температура выходящей воды	55° С.

Пуск двигателя в холодном состоянии совершался в течение 5 сек., причём давление воздуха в пусковом баллоне объёмом в 200 л падало с 17 до 16 ат.



Фиг. 8. Четырёхцилиндровый газовый двигатель НИДИ 4ГЧ 18/26.

Осмотр двигателя показал, что ряд деталей покрылся налётом тёмножёлтого цвета, который не стирается тряпками и

представляет собою нечто вроде покрытия. Износ основных трущихся деталей за 254 час. работы двигателя не превышает 0,02 мм, кроме поршня второго цилиндра, где по одному из замеров получилась величина износа в 0,11 мм, и втулки второго цилиндра, где износ достиг 0,04 мм.

III. ДВИГАТЕЛИ РЯДА ГЧ 16,5/21

На базе спроектированных НИДИ двигателей Дизеля ряда Ч 16,5/21 были созданы по заданию Наркомречфлота газовые судовые двигатели марок 4ГСЧ 16,5/21 и 6ГСЧ 16,5/21, построенные на заводе «Двигатель революции». Создание указанных газовых судовых двигателей базировалось на экспериментальной работе по переводу одноцилиндрового двигателя Ч 16,5/21 на генераторный газ, проведенной в НИДИ в 1939 г. и ставившей себе задачу проверки на одноцилиндровом отсеке конструктивных изменений для перевода многоцилиндровых двигателей ряда Ч 16,5/21 на генераторный газ.

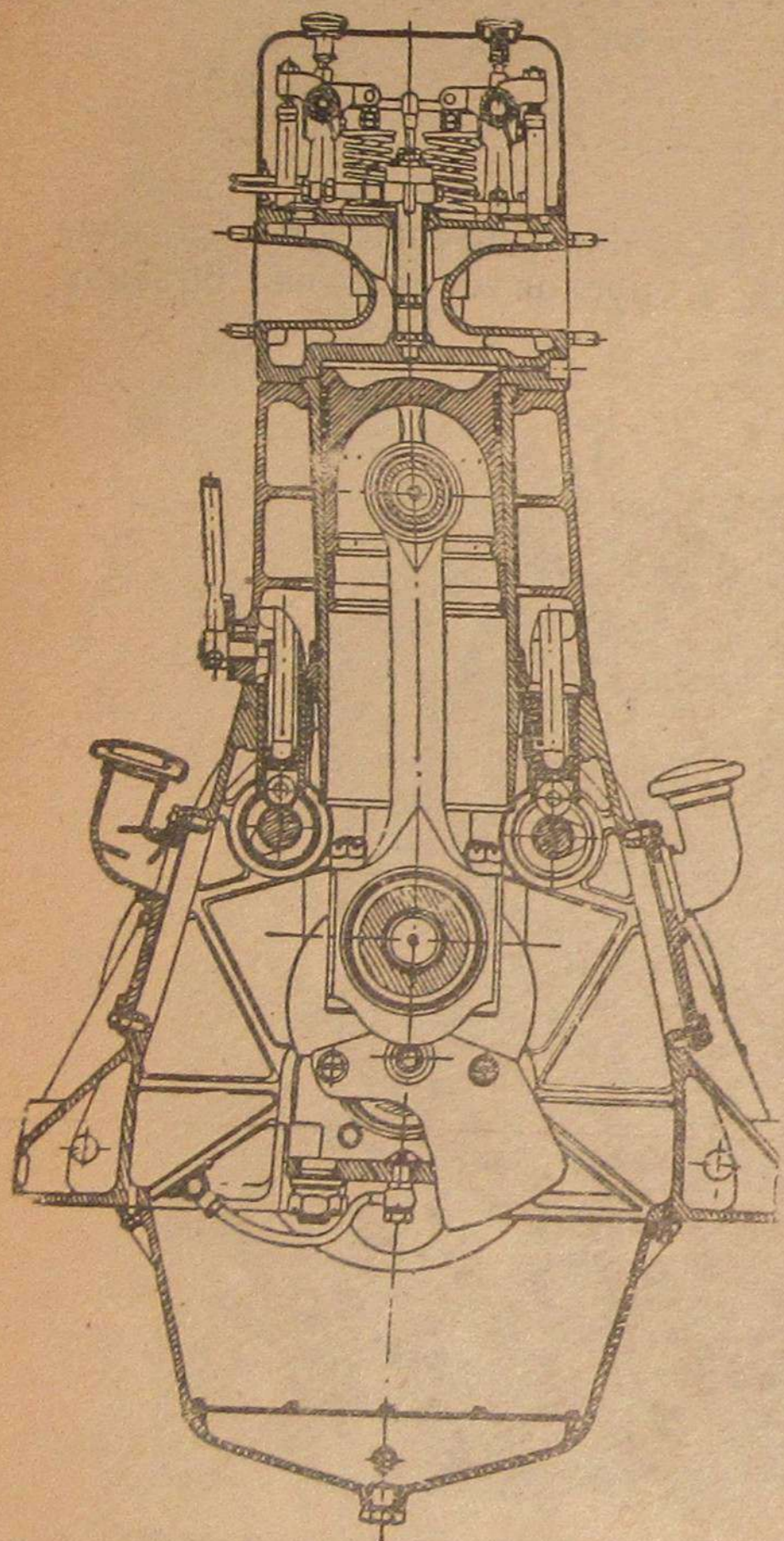
Опытный одноцилиндровый двигатель Ч 16,5/21, представленный в поперечном разрезе на фиг. 9, подвергался следующим изменениям для работы на генераторном газе.

- 1) вместо топливного насоса установлено магнето;
- 2) вместо форсунки установлена запальная свеча;
- 3) степень сжатия снижена до $\epsilon = 8,5$;
- 4) срезаны козырьки у всасывающих клапанов;
- 5) изменена конструкция поршня;

6) поставлен смеситель, для установки которого при-

Фиг. 9. Опытный, одноцилиндровый двигатель конструкции НИДИ Ч 16,5/21.

шлось изменить всасывающий коллектор. Распределение оставлено без изменений.



Основные данные двигателя следующие:

Диаметр цилиндра	165 мм.
Ход поршня	210 мм.
Число оборотов	1000 об/мин.
Мощность двигателя	20 л. с.
Рабочий объем	4,49 л.
Магнето	БС4П.
Свеча авиационная	ЗЭМГ.
Фазы распределения:	

	Открытие	Закрытие	Продолжительность
Всасывание	8,5° до в. м. т.	42,5° после н. м. т.	231°
Выхлоп	40° до н. м. т.	17° после в. м. т.	243°

Установка зажигания:

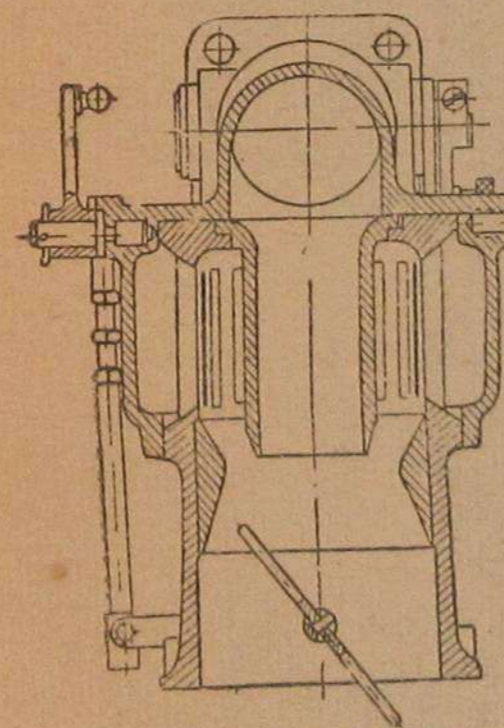
При постановке обичайки прерывателя на полное запаздывание начало расхождения контактов прерывателя соответствовало 9° до в. м. т.

Смеситель:

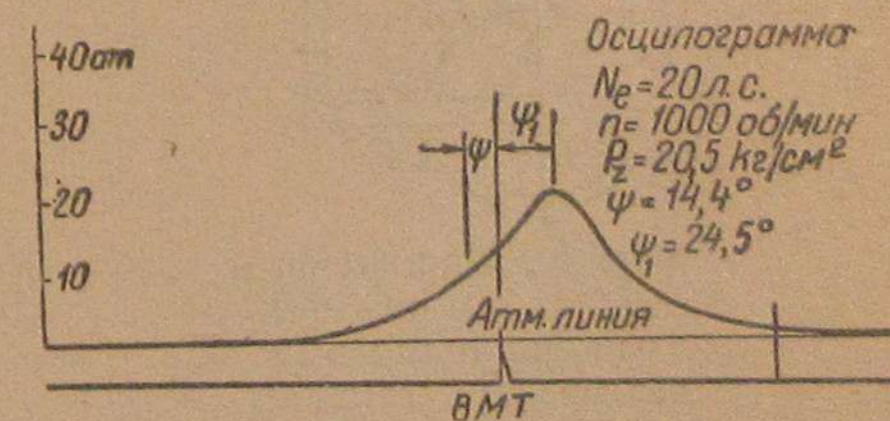
Диаметр газового канала	55 мм.
Диаметр воздушного канала	65 мм.
Диаметр канала смеси	90 мм.

Конструктивные особенности переделки двигателя для работы на генераторном газе свелись к следующим:

а) Поршень — кованный из алюминиевого сплава, изготовлен с измененной конфигурацией днища и несет на себе пять поршневых колец, из которых четыре расположены выше поршневого пальца и одно под ним; два нижних поршневых кольца — малосъемные.



Фиг. 10. Смеситель к опытному одноцилиндровому двигателю ГЧ 16,5/21.

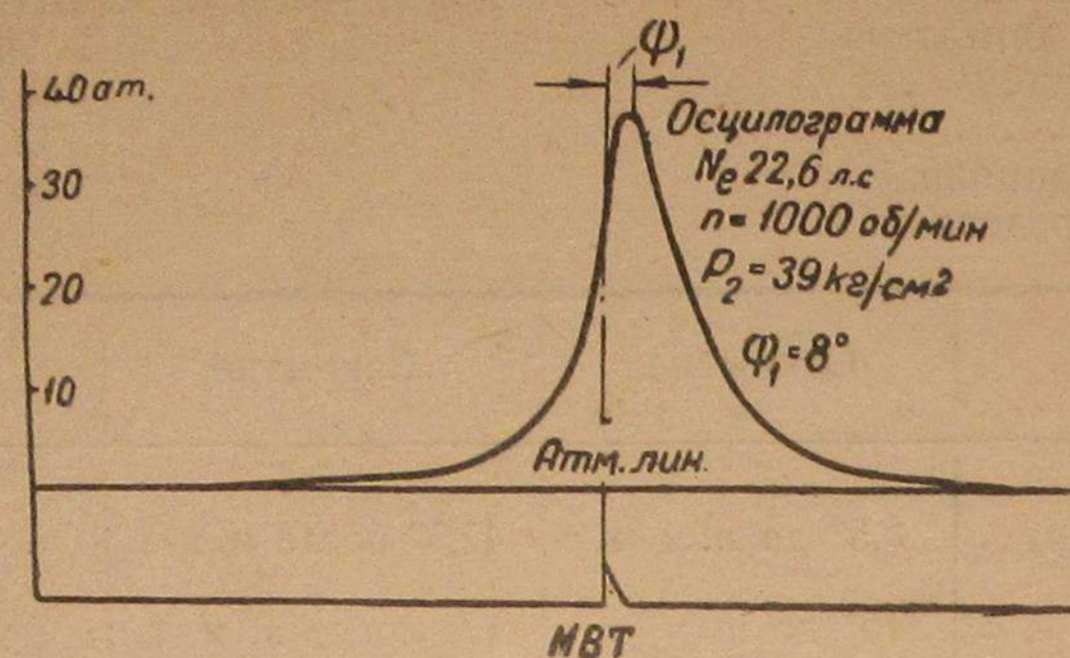


Фиг. 11. Работа опытного одноцилиндрового двигателя ГЧ 16,5/21 с опережением зажигания, равным 4,4°.

б) Запальная свеча устанавливается вместо форсунки, для чего пришлось изготовить несколько переходных деталей, а в случае постановки тракторной свечи типа 18 × 1,5 × 34 К

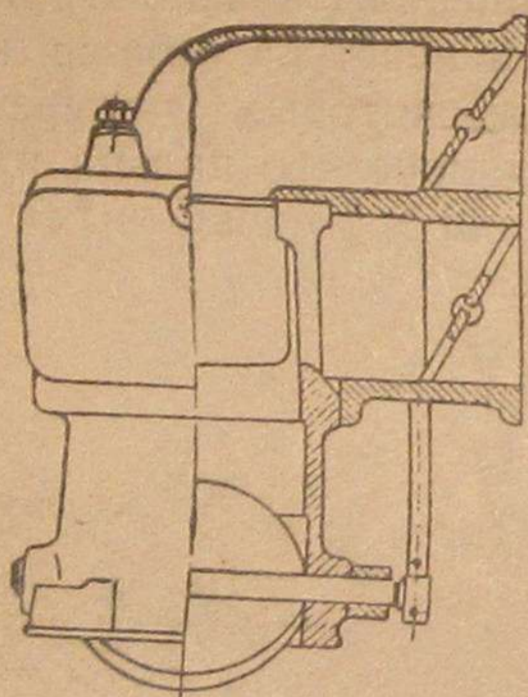
даже переделать корпус самой свечи (тракторная свеча дала не-
удовлетворительную работу).

в) Смеситель выполнен алюминиевым и снабжён тремя за-
слонками: для газа, для воздуха и для смеси (фиг. 10).

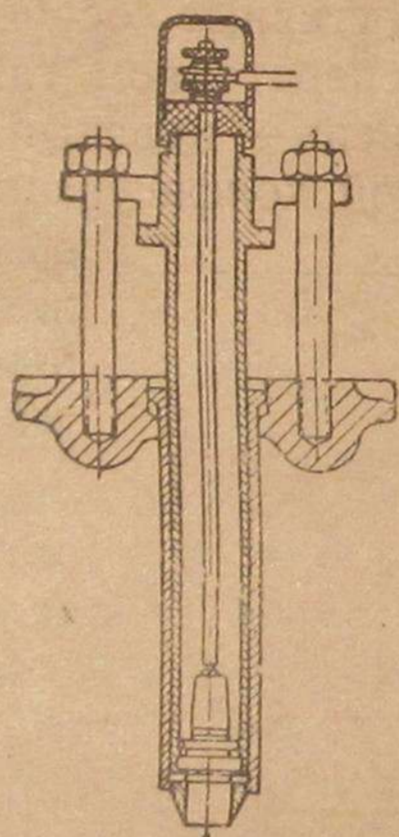


Фиг. 12. Работа опытного одноцилиндрового дви-
гателя ГЧ 16,5/21 с опережением зажигания,
равным 35° .

Воздух поступает в кольцевое пространство смесителя через
верхнее колено, затем через тангенциальные вырезы направляется
вращательно к диффузору, подсасывая газ, поступающий через
нижнее колено и сопло.



Фиг. 13. Упрощенный
смеситель к опытному
одноцилиндровому
двигателю ГЧ 16,5/21.



Фиг. 14. Ком-
плект запаль-
ной свечи ЭМГ
к двигателю
ГЧ 16,5/21

Положение заслонки регулировки количества смеси изме-
няется регулятором в зависимости от нагрузки. Остальные две
заслонки устанавливаются вручную.

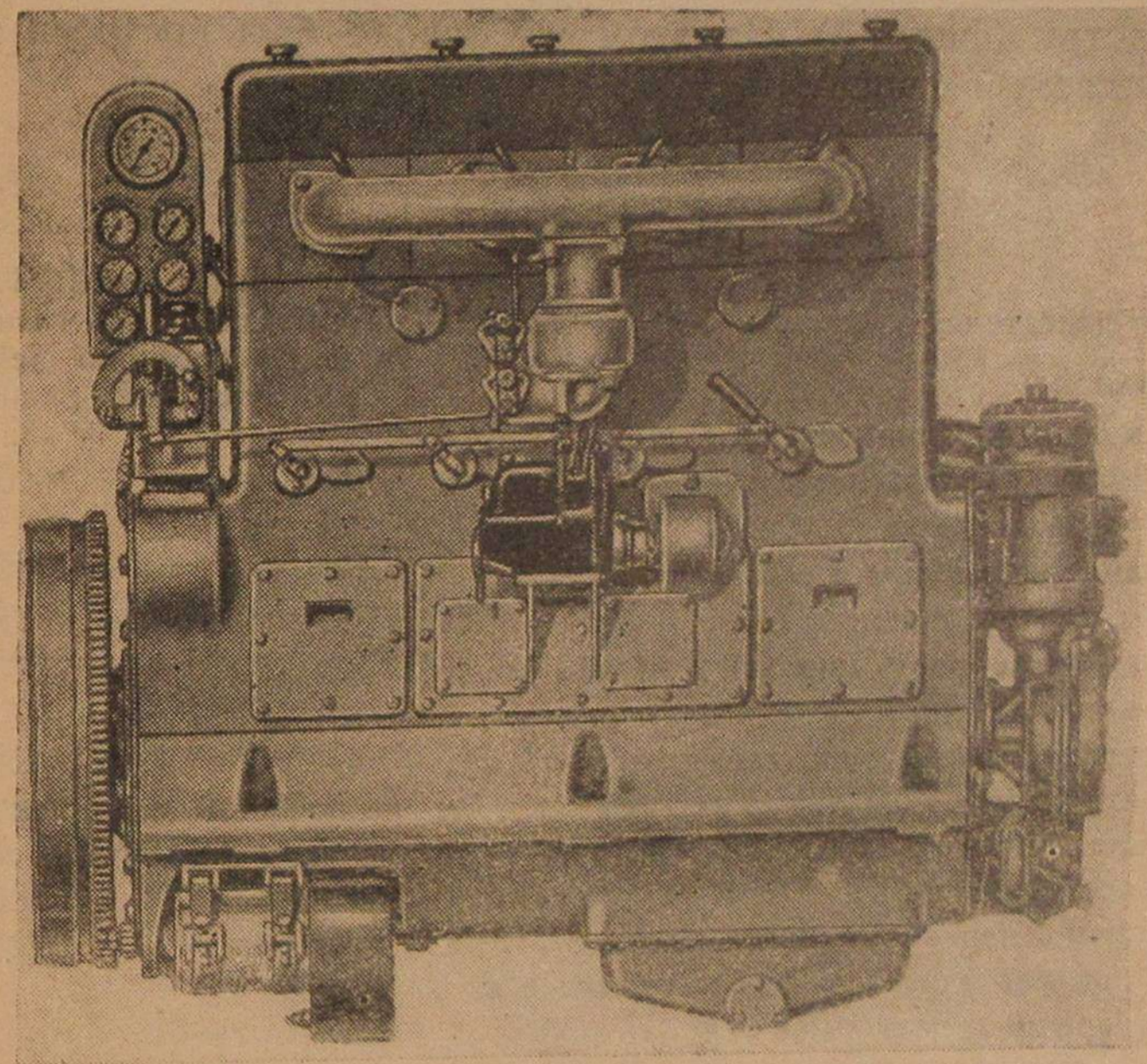
г) Магнето установлено типа БС4П с приводом от распреде-
лительного вала выхлопных клапанов. При такой установке
число оборотов магнето получилось вдвое меньше, чем необхо-

димо. Поэтому пришлось к свече присоединить два провода от
клемм распределителя № 1 и 3.

При доводочных испытаниях двигатель проработал: без ка-
ких-либо дефектов 88 час. на полной нагрузке, 20 час. на 75%-ной
нагрузке и 10 час. на 50%-ной нагрузке. Однако был зафиксирован
неровный ход машины, как результат пропусков вспышек, при
работе на 25%-ной нагрузке.

В результате этих испытаний было определено, что:

а) При числе оборотов двигателя, равных 1000 об/мин, наи-
выгоднейшим углом опережения зажигания следует считать 35° ,



Фиг. 15. Газовый двигатель 4ГЧ 16,5/21 мощностью 90 л. с.
при 1000 об/мин конструкции НИДИ, принятый к серийному
производству на заводе „Двигатель революции“.

так как при больших углах увеличивается жёсткость работы дви-
гателя без увеличения мощности. При меньших же углах опере-
жения зажигания получается меньшая мощность двигателя
(фиг. 11 и 12).

б) Двигатель длительно работает на генераторном газе с мощ-
ностью в 21,5 л. с. при 1000 об/мин со средним эффективным да-
влением $P_e = 4,32$ кг/см².

в) При установке смесителя без диффузора и вырезов
(фиг. 13) получилось повышение мощности на 6% и соответст-
вующее повышение среднего эффективного давления с $P_e =$
 $= 4,32$ кг/см² до $P_e = 4,6$ кг/см².

г) Удельный расход топлива получился для полной нагрузки равным 1,91 кг/л. с.-ч. древесных чурок с 40% влажности. Удельный расход газа 1,99 м³/л. с.-ч. при теплотворной способности газа 1160 кал/м³.

д) Коэффициент избытка воздуха двигателя $\alpha = 1,33$.

е) Коэффициент наполнения двигателя $\eta_v = 0,73$.

ж) Надёжная работа двигателя получается с авиационной свечой ЗЭМГ и эбонитовым верхним изолятором (фиг. 14).

Двигатель 4ГЧ 16,5/21 был построен по чертежам НИДИ на заводе «Двигатель революции» и прошёл в 1940 г. государственные испытания, в результате которых он был принят к серийному производству (фиг. 15). На этом же заводе был построен и шестицилиндровый двигатель 6ГСЧ 16,5/21.

Основные данные двигателей

Тип двигателя	4ГЧ 16,5/21; 6ГСЧ 16,5/21.	
	Четырёхтактный, газогенераторный, простого действия, вертикальный, рядный.	
Номинальная мощность в л. с.	90	135
Номинальное число оборотов в об/мин.	1000	1000
Число цилиндров	4	4
Диаметр цилиндра в мм	165	165
Ход поршня в мм	210	210
Средняя скорость поршня в м/сек.	7,0	7,0
Степень сжатия	8,5	8,5
Среднее эффективное давление в кг/см ²	4,5	4,5
Расход масла (дизельное летнее) г/л. с.-ч.	не более 10 с допуском 10%	
Охлаждение	водяное (заборной водой)	
Расход топлива в г/л. с.-ч. (антрацита)	не свыше 500	
Степень неравномерности	1/100	1/125
Сухой вес двигателя без маховика в кг	1630	
Габаритные размеры в мм:		
длина	1410	1860
высота	1340	1350
ширина	655	655

Конструкция двигателей

(фиг. 15 и 16)

Остов двигателя — чугунный. Фундаментная рама, блок-картер и крышки цилиндров связаны анкерными болтами. Фундаментная рама — цельнолитая. Коренные подшипники расположены между всеми коленами вала и имеют вкладыши из алюминиевого сплава АН-2,5.

Рабочие цилиндры и картер отлиты в одном блоке. Втулки цилиндров — чугунные, вставные. Каждый цилиндр имеет отдельную крышку, в которой расположены два всасывающих и два выхлопных клапана, приводящиеся в движение двумя кулачко-

выми валиками. Один из валиков управляет всасывающими, а другой — выхлопными клапанами.

В крышке цилиндра также расположен запальный штуцер со свечой.

Коленчатый вал — цельнокованный с полыми шейками и противовесами на щеках.

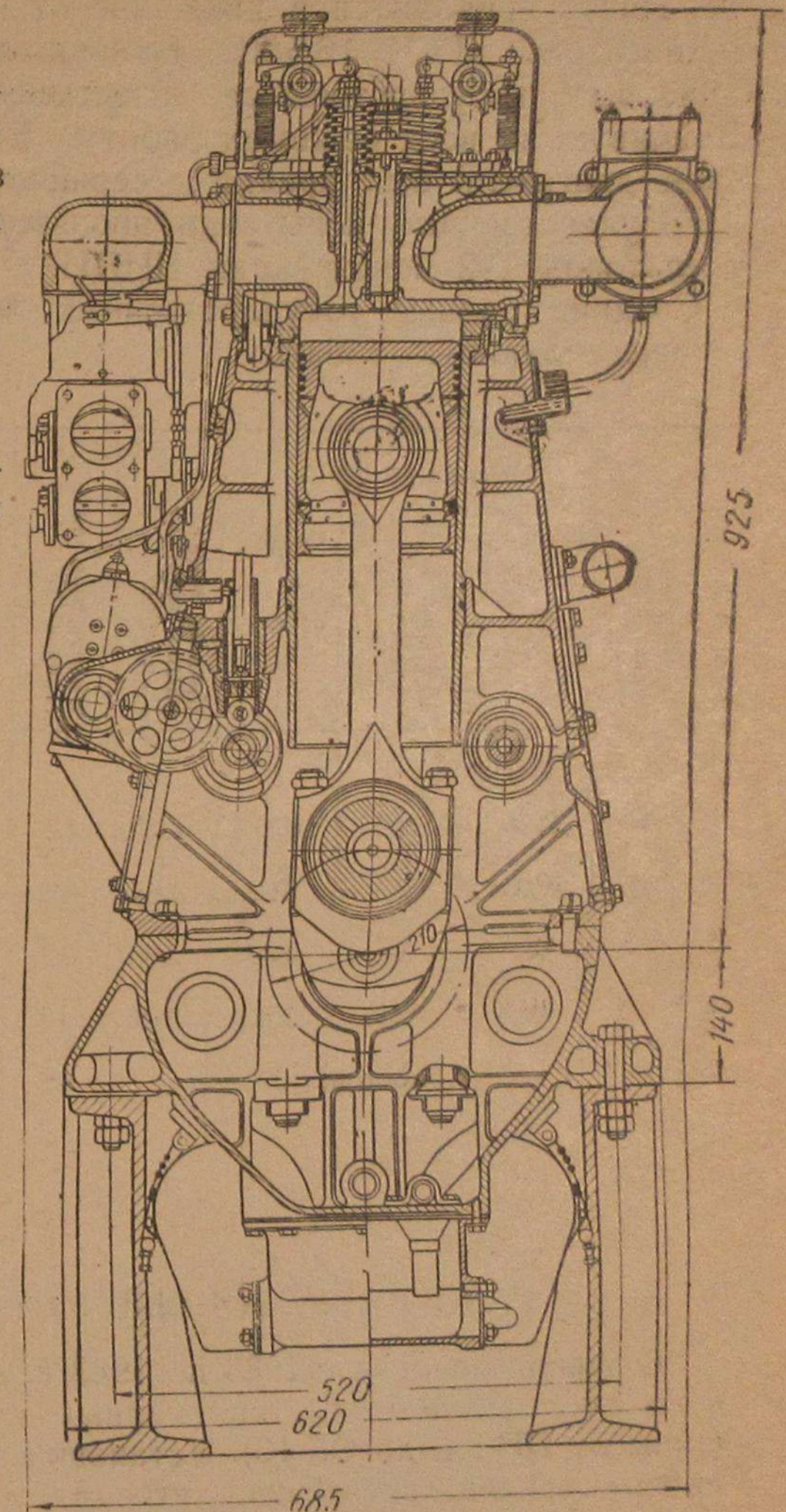
Шатун — стальной, круглого сечения, сверлёный. Вкладыши нижней головки шатуна — из алюминиевого сплава АН-2,5. В верхней головке шатуна запрессована бронзовая втулка. Поршень — алюминиевый, кованный с четырьмя уплотнительными и двумя маслосбрасывающими кольцами. Поршневой палец — плавающего типа. Выемка поршня с шатуном производится через цилиндр вверх.

Газо-воздушная всасывающая система состоит из силуминового смесителя с дросселями воздуха и газа для ручного качественного регулирования и автоматическим дросселем газо-воздушной смеси для количественного регулирования, присоединённым к всасывающему коллектору с патрубками для каждого цилиндра.

Автоматическое регулирование положения дросселя газо-воздушной смеси производится центробежным прецизионным регулятором, приводимым в движение от распределительного вала всасывающих клапанов.

Зажигание производится от магнето, приводимого в движение передачей от распределительного вала.

Смазка цилиндров производится разбрызгиванием. Смазка



Фиг. 16. Газовый двигатель ряда Ч 16,5/21 конструкции НИДИ. Поперечный разрез.

всех остальных движущихся частей — циркуляционная под давлением от шестерёнчатого насоса, приводящегося в движение передачей от коленчатого вала.

Для охлаждения двигателя имеется двухполостный водяной насос, одна из полостей подаёт воду в скруббер под давлением 2 ат. Насос приводится в движение от коленчатого вала.

Двигатель 4ГСЧ 16,5/21, прошедший добавочные, а также 70-часовые государственные испытания, показал надёжную и устойчивую на всех режимах работу. В результате этих испытаний двигатель был принят к серийному производству.

Государственные испытания производились с дровяным газогенератором Г-2 конструкции НИДИ.

Средние данные государственных испытаний можно свести в нижеследующую таблицу.

Таблица 1

№ по пор.	Продолжительность испытаний в час.	Мощность		Число в об/мин	Среднее эффективное давление P_e в кг/см ²	Опережение зажигания в °С	Средняя температура выхлопных газов в °С	Теплотворная способность газа в кал/м ³	Температура газа перед двигателем в °С	Расход топлива в кг/э. л. с.-ч.
		в л. с.	в % к номинальной							
1	40	89,4	100	1006,5	4,47	42	564	1267	29,5	1,61
2	25	67,0	75	912	3,68	42	535	1317	30	—
3	3	46	50	806	2,85	42	519	1124	29	—
4	1	26,5	25	640	2,06	42	420	1223	30	—
5	0 ³⁰	—	Холостой ход	620	—	42	410	1125	30	—

В. Р. САЛТЫКОВСКИЙ

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ НИДИ

В период времени с 1935 по 1943 г. в НИДИ было спроектировано десять опытных стационарных газогенераторных установок (типы от ОГ-1 и до ОГ-10). Установки эти предназначены для различных топлив (древесина, антрацит, торф) и различных мощностей газовых двигателей от 15 до 350 л. с.

Из указанных десяти установок шесть (ОГ-1, ОГ-2, ОГ-4, ОГ-5, ОГ-6 и ОГ-10) были построены и испытаны и три установки (ОГ-2, ОГ-4 и ОГ-5) приняты к серийному производству и выпускались до войны заводами «Двигатель революции» в Горьком (тип ОГ-2, заводская марка Г-2) и им. 25 Октября в г. Первомайске, УССР (типы ОГ-4 и ОГ-5).

Газогенераторная установка Г-2

Особенное распространение и известность в Союзе получила газогенераторная установка Г-2. Данная установка была до войны в производстве на заводе «Двигатель революции» и выпускалась заводом к газовым двигателям типа 4ГЧ 26/38 в 110 и 140 л. с. и 4ГЧ 42,5/60 в 350 и 400 л. с., причём к последнему двигателю придавалось два газогенератора типа Г-2.

В годы Отечественной войны на ряде установок, где осуществлялся перевод на газ дизелей, были построены газогенераторные установки Г-2 (завод № 343 Наркомсудпрома, тормозной завод Наркомсредмаша, станция Рыбное Московско-Рязанской ж. д. и др.).

Основные характеристики стационарной газогенераторной установки Г-2.

1. Газогенератор

Топливо

Вид топлива древесные чурки твёрдых и мягких пород
Влажность до 50%
Размерность 250 × 80 × 80 мм.

Газ

Низшая теплотворная способность 1100 ± 10% кал/м³.

Производительность

По мощности четырехтактного газового двигателя . . до 200 л. с.
По газу до 450 м³/час.
По топливу ($W^p \approx 20\%$) до 200 кг/час.

Тип газогенератора

Процесс газификации — обратный. Шахта газогенератора — с кирпичной футеровкой. Система подачи воздуха комбинированная — периферийная через фурмы и центральная через центральный воздухопровод. Колосниковая решётка — встряхивающаяся. Зольник — с гидравлическим затвором. Розжиг — естественной тягой.

Основные размеры газогенератора

Диаметр шахты (в плоскости фурм) 900 мм.
Высота активной зоны (от колосниковой решетки до рабочего ряда фурм) 1050 мм.
Высота зоны подготовки (бункера) (от рабочего ряда фурм до патрубков дымовой трубы) 2500 мм.

Напряжённость газификации

Весовая (по топливу $W^p \approx 20\%$)	до 312 кг/м ² час.
Тепловая (по топливу $W^p \approx 20\%$)	до 1 050 000 кал/м ² час.
Удельная площадь шахты	32 см ² /л. с.

Удельный расход топлива

Удельный расход сухого древесного топлива ($W^p \approx 20\%$)	1 кг/л.с.-ч.
Удельный расход влажного древесного топлива ($W^p \approx 35-50\%$)	1,5—2,0 кг/л.с.-ч.

Габариты газогенератора

Высота	6150 мм.
Диаметр (без выступающих частей)	1416 мм.

Вес

Общий вес (без футеровки)	3857 кг.
Удельный вес	19,5 кг/л.с.

2. Система очистки и охлаждения газа

а) Скруббер с коксовой насадкой

Основные размеры и параметры

Диаметр	1000 мм.
Высота (орошения газа)	3300 мм.
Удельный объём	13 л/л.с.

Габариты

Диаметр (без выступающих частей)	1016 мм.
Высота	4700 мм.

б) Сухой очиститель с металлическими и древесными стружками

Основные размеры и параметры

Диаметр	1400 мм.
Высота (слоя фильтра)	1300 мм.
Удельный объём	10 л/л.с.

Габариты

Диаметр (без выступающих частей)	1416 мм.
Высота	3000 мм.

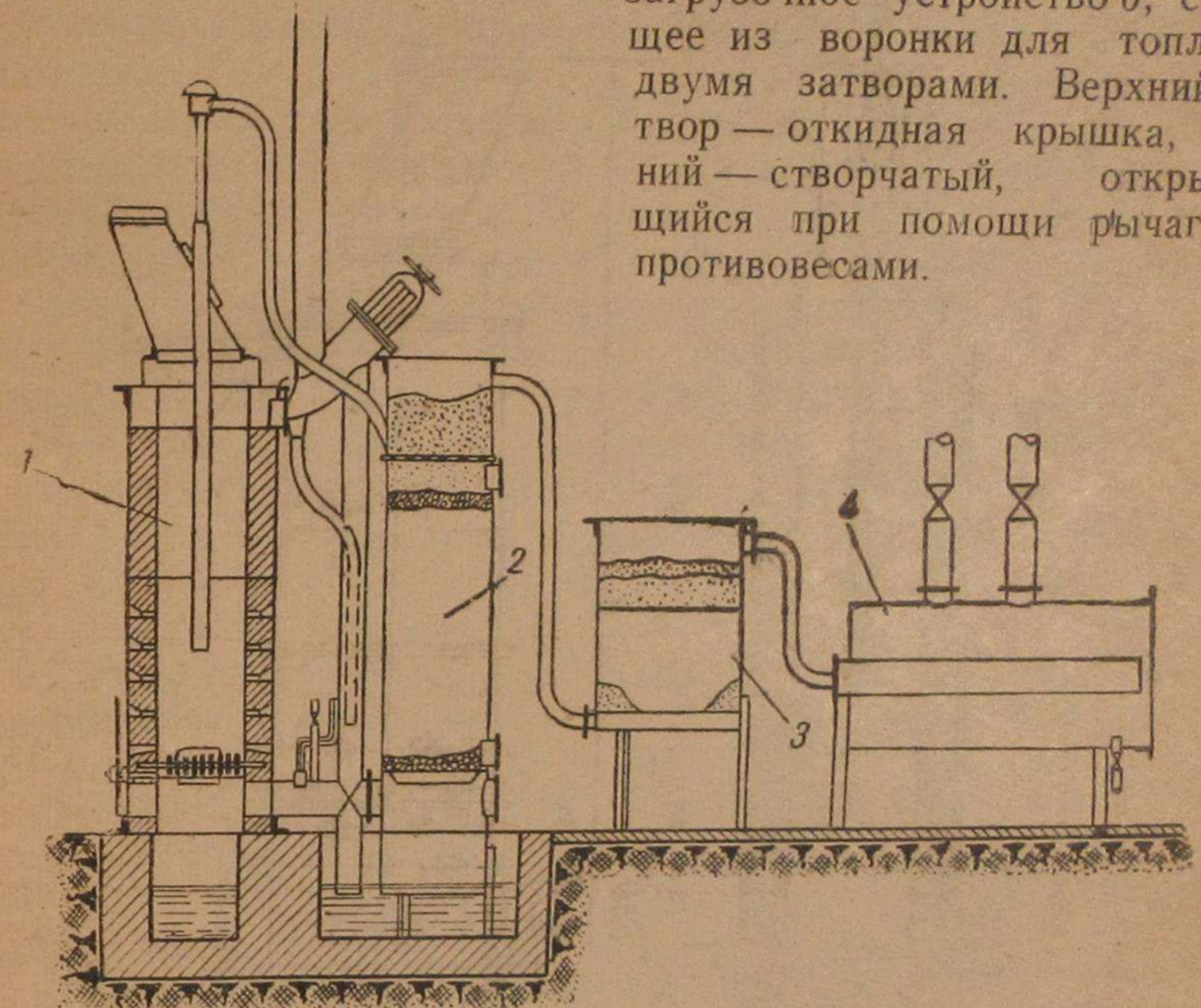
Установка Г-2 состоит из следующих частей (фиг. 1):

- 1) газогенератора обратного процесса 1;
- 2) водяного охлаждения и очистителя (скруббера) 2;
- 3) сухого очистителя 3;
- 4) газового горшка (ресивера) 4.

Кроме того, дополнительно завод ввёл в установку ещё промыватель газа, между газогенератором и скруббером.

Газогенератор (фиг. 2) состоит из железного кожуха 1 с кирпичной футеровкой. Нижняя часть газогенератора выкладывается огнеупорным кирпичом 2. Верхняя часть шахты газогенератора 3— коническая, нижняя часть — цилиндрическая. Промежуток между кожухом и кирпичной футеровкой заполняется молотым шамотом 4.

Сверху шахты газогенератора на плите 5 расположено топливо-загрузочное устройство 6, состоящее из воронки для топлива с двумя затворами. Верхний затвор — откидная крышка, нижний — створчатый, открывающийся при помощи рычагов с противовесами.



Фиг. 1. Схема газогенераторной установки Г-2.

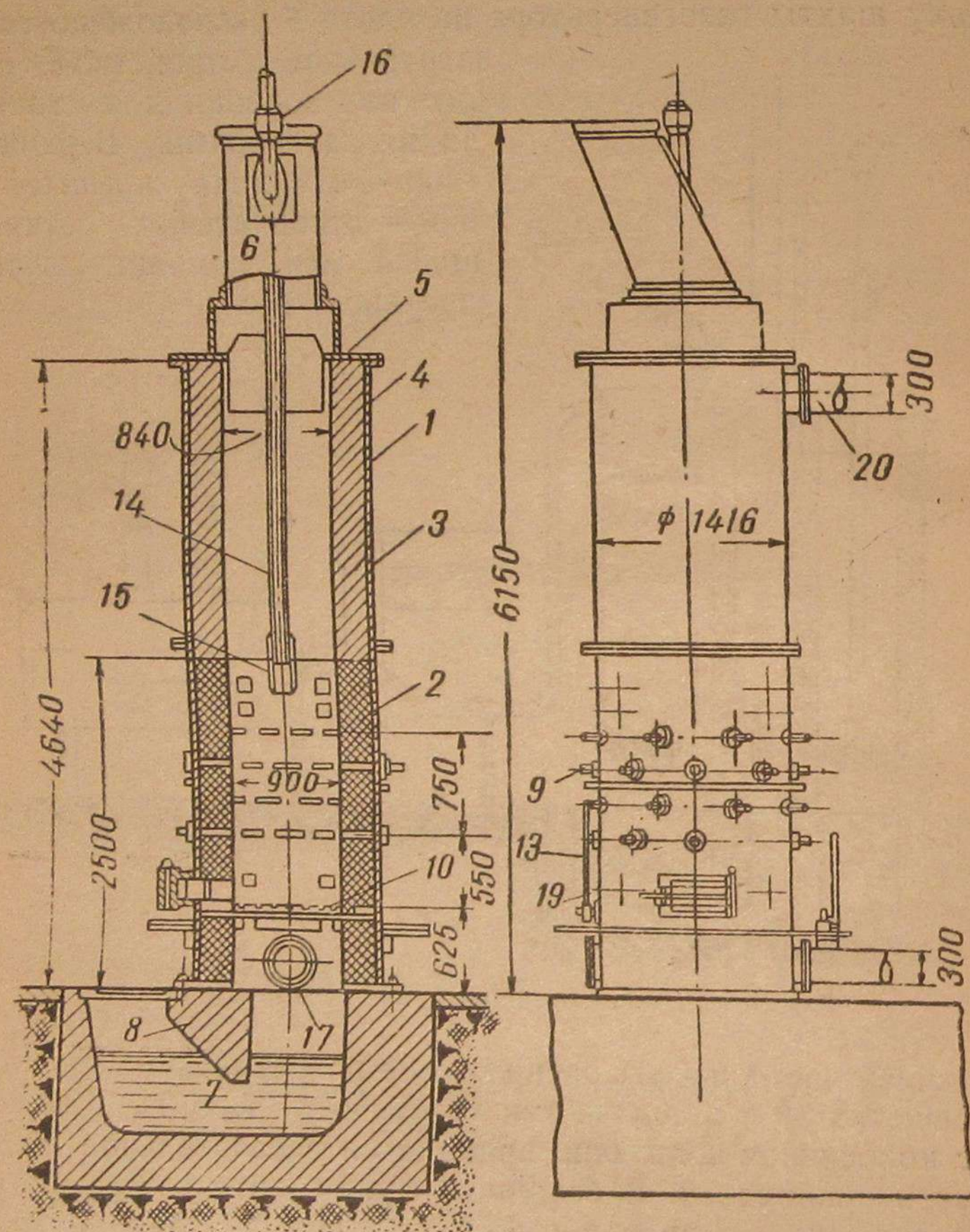
В нижней части шахты расположена встряхивающаяся колосниковая решётка 10 с колосниками гребёночной формы. Для сбрасывания с колосников золы они приводятся в качательное движение от ручного привода 13. В бетонном фундаменте газогенератора 8 устроен зольник с гидравлическим затвором 7. Зола из зольника периодически выгребаётся через боковое отверстие, закрываемое настилом.

Воздух в газогенератор поступает через фурмы 9, расположенные в кожухе и футеровке газогенератора. Число рядов фурм четыре по восемь фурм в ряду. Кроме периферийного подвода воздуха через фурмы, воздух в газогенератор дополнительно поступает через центральную трубу 14 с жароупорным наконечником 15. Для регулирования количества подачи воздуха через центральную трубу и для её полного закрытия при остановке газогенератора служит колпак 16. Отверстия 18 и 19 служат как гляделка в шуровочное отверстие.

Отбор газа из газогенератора производится через патрубок 17, расположенный под колосниковой решёткой.

Розжиг газогенератора происходит естественной тягой через патрубок 20 и дымовую трубу. Дымовая труба служит также для удаления избытка влаги при работе на влажном топливе.

Влажное топливо, влажностью свыше 30%, газифицируется при особом режиме газогенератора с подсушкой топлива в самом газо-



Фиг. 2. Газогенератор типа Г-2.

генераторе. Указанный режим состоит в том, что при работе газогенератора на двигатель дымовая труба остаётся приоткрытой, что создаёт в газогенераторе обратную тягу для удаления избыточной влаги из топлива. При этом вместе с парами воды в трубу уходит и небольшое количество продуктов перегонки и горения топлива, что несколько уменьшает к. п. д. газогенератора.

Система очистки и охлаждения газа состоит из скруббера с коксовой насадкой и сухого очистителя с насадкой металлическими и древесными стружками.

Практика применения газогенераторной установки Г-2 в народном хозяйстве позволяет сделать некоторые выводы о её работе и конструкции.

1. Газогенераторная установка Г-2 является полноценным газогенераторным агрегатом, обеспечивающим бесперебойную и надёжную эксплуатацию газомоторных установок. Известны установки с газогенераторами Г-2, работающие до 6000 час. в году, причём никаких существенных неполадок с газогенераторной частью нет.

2. Газогенераторная установка Г-2 разрешила задачу газификации буквально любого древесного топлива как по его породе, так и влажности.

В этом отношении установка Г-2 является первой и, пожалуй, пока единственной в Союзе (за исключением аналогичной, но меньших размеров установки Г-4).

Опыт газификации влажного древесного топлива, с проведением его подсушки в самом газогенераторе путём удаления избыточной влаги топлива в дымовую трубу, вполне себя оправдал. Тепловая экономичность газогенератора при данном режиме хотя несколько и снижается, но не настолько, чтобы признать его нецелесообразным для широкого применения.

При работе на самом влажном топливе (влажностью до 45—50%) всегда можно работать с удельным расходом топлива порядка 2 кг/л. с.-ч. Так, например, при испытании двигателя № 1 типа 4ГЧ 26/38 был получен удельный расход очень влажного и низкокачественного древесного топлива (подгнившая осина) в 1,98 кг/л. с.-ч.

В среднем можно считать, что удельный расход тепла при работе на влажном топливе с его подготовкой увеличивается с 3500 кал/л. с.-ч. до 4000 кал/л. с.-ч., т. е. суммарный к. п. д. установки уменьшается с 18 до 15,8%.

3. Проектная производительность газогенераторной установки Г-2 в 110—120 л. с. оказалась значительно превзойденной. Установки Г-2 выпускались в дальнейшем для двигателей 140 л. с. и спаренными для двигателей 350—400 л. с.

Мощность в 200 л. с. следует считать для установки Г-2 максимально рекомендуемой в дизельной эксплуатации. Наблюдение за её работой на данном режиме форсировки (при госиспытании двигателя 4ГЧ 42,6/60 в 400 л. с. при 250 об/мин) показывает, что возрастание форсировки до 200 л. с. усложняет обслуживание (увеличивается частота загрузок топлива, требуется значительно более внимательное наблюдение и регулирование хода газогенератора, не допуская его прогара, и т. д.). Кроме того, срок службы отдельных частей газогенератора (футеровка, центральная труба воздухоподачи, колосниковая решётка и др.) для такой форсировки может значительно сократиться, что следует ещё проверить в эксплуатации. Наконец, работа системы очистки газа безусловно ухудшается.

Поэтому к утверждениям, что газогенераторная установка Г-2 может и должна работать при ещё большей производительности,

чем 200 л. с. (особенно на влажном топливе), следует относиться осторожно и критически.

4. Большинство отдельных узлов установки Г-2 показало свою целесообразность, надёжность и удачное конструктивное оформление.

К этим узлам следует отнести колосниковую решётку, центральную трубу воздухоподачи, футеровку и др. Вместе с тем, следует отметить и неудачный узел — топливозагрузочное устройство с двойным топливным затвором. Вследствие неудачной конструкции нижний затвор, как правило, на установках не работает и конструкцию его необходимо переработать.

Полное изъятие нижнего второго затвора нельзя считать целесообразным из соображений необходимости его для уменьшения дымления газогенератора при загрузках, особенно при режиме с подсушкой топлива, а также возможности ожогов обслуживающего персонала при загрузках топлива на прогоревшем газогенераторе.

Далее следует указать на некоторые вполне возможные упрощения установки, не выполненные в чертежах завода до настоящего времени.

Вполне возможно уменьшить число рядов фурм с четырёх до двух. Шахту возможно выполнять цилиндрической по всей её высоте.

Всюду надо уменьшать толщину листового материала с 8 до 5—6 мм. Следует пересмотреть спецификацию на крепёж, арматуру и прочие стандартные детали, уменьшив их номенклатуру.

Таким образом, модернизированная установка Г-2 при сохранении всех её положительных качеств станет более простой и дешёвой.

Газогенераторная установка ОГ-5

Для южных степных районов страны (Донбасс, Кубань, Украина), где отсутствуют значительные запасы древесного топлива и где местным топливом является донецкий антрацит, НИДИ была спроектирована антрацитовая газогенераторная установка ОГ-5.

Указанная установка представляет классический тип маломощной антрацитовой газогенераторной установки с некоторой её модернизацией (введена встряхивающаяся колосниковая решётка, зольник с гидравлическим затвором, несколько уменьшены габариты).

Основные характеристики стационарной газогенераторной установки ОГ-5

1. Газогенератор

Топливо

Вид топлива — донецкий антрацит марок АГ, АК и АП.

Зольность до 8%.

Серы до 2,5%.

Размерность 25—50 мм.

Газ

Низшая теплотворная способность — 1150 ± 10 кал/м³.

Производительность

По мощности четырёхтактного газового двигателя 55 л. с.
По газу 120 м³/час.
По топливу 27,5 кг/час.

Тип газогенератора

Газогенератор — прямого процесса, с подачей паро-воздушной смеси. Испаритель — крышечного типа. Колосниковая решётка — встряхивающая. Зольник — с гидравлическим затвором. Розжиг — естественной тягой.

Основные размеры газогенератора

Диаметр шахты 500 мм.
Высота слоя топлива (до топливного конуса) 1000 мм.

Напряжённость газификации

Бесовая 115 кг/м² час.
Тепловая 800 000 кал/м³ час.
Удельная площадь шахты 43 см²/л. с.

Удельный расход топлива

Удельный расход антрацита 0,5 кг/л. с.-ч.

Габариты газогенератора

Высота (с площадкой) 3100 мм.
Диаметр (без выступающих частей) 1106 мм.

Вес

Общий вес (без футеровки) 1500 кг.
Удельный вес без футеровки 27 кг/л. с.

2. Система очистки и охлаждения газа

а) Стояк-промыватель

Диаметр 250 мм.
Высота 2000 мм.

б) Скруббер с коксовой насадкой

Основные размеры и параметры

Диаметр 665 мм.
Высота (орошения газа) 1620 мм.
Высота объёма сухой набивки 250 мм.
Удельный объём 12 л/л. с.

Габариты

Высота 2890 мм.
Диаметр 775 мм.

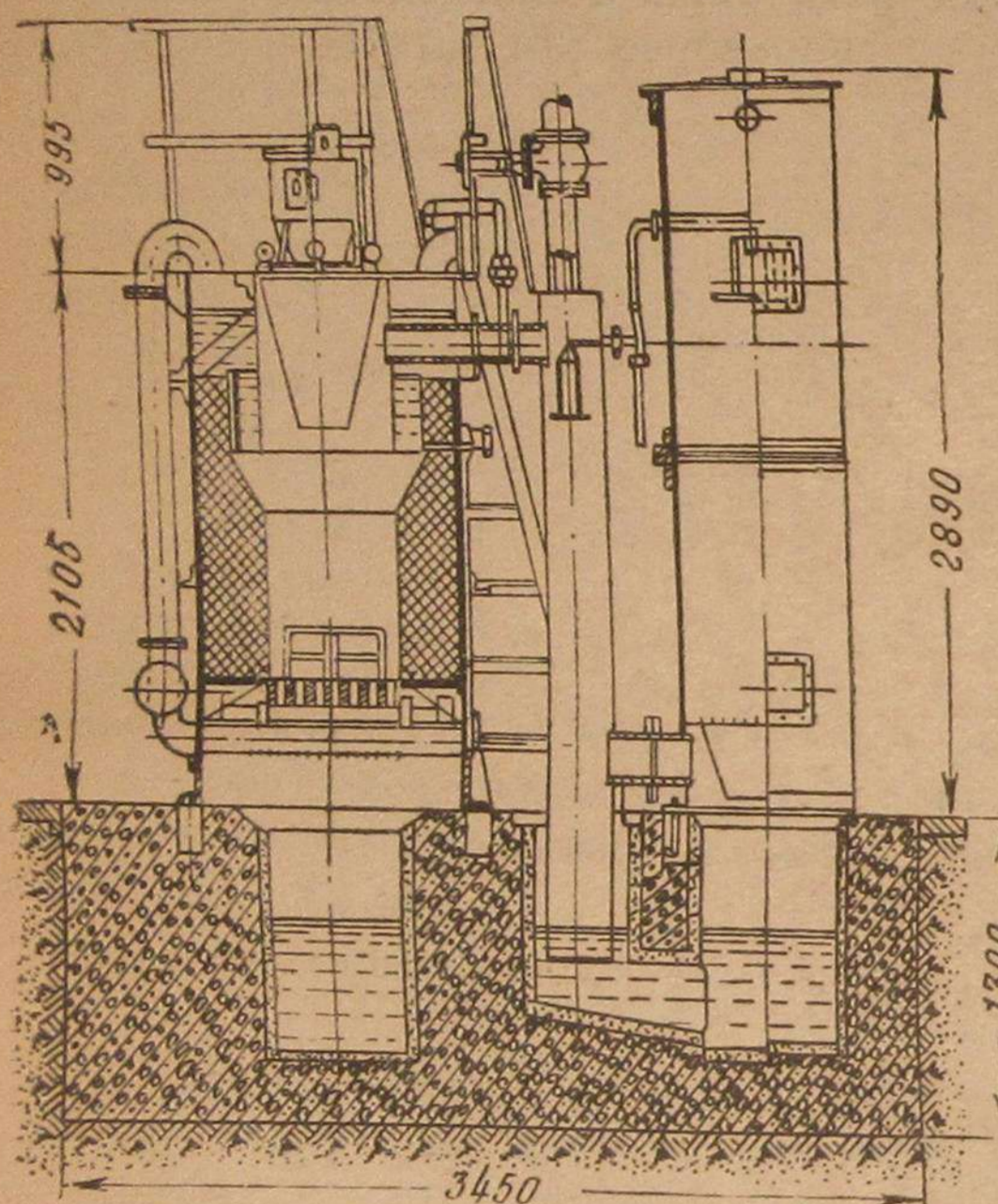
в) Сухой очиститель

Основные размеры и параметры

Диаметр	665 мм.
Высота слоя набивки	600 мм.
Удельный объём	4 л/л. с.

Габариты

Высота	1275 мм.
Диаметр	775 мм.
Вес всех агрегатов очистки (без веса их набивки)	750 кг.



Фиг. 3. Газогенераторная установка ОГ-5.

Общий вес газогенераторной установки (без футеровки и набивки очистителей) — 2250 кг.

Удельный вес — 41 кг/л. с.

Установка состоит из следующих частей (фиг. 3):

- 1) газогенератора прямого процесса с паровозобразователем;
- 2) стойка промывателя;
- 3) скруббера;
- 4) сухого очистителя.

Газогенератор (фиг. 4) состоит из шахты, футерованной огнеупорным кирпичом и армированной железным кожухом. В нижней части газогенератора установлена встряхиваю-

щая колосниковая решётка. Под колосниковой решёткой в фундаменте газогенератора расположен зольник с гидравлическим затвором.

В верхней части газогенератора имеется сварной испаритель для производства пара за счёт теплоты газа, отходящего из газогенератора. Паро-воздушная смесь образуется просасыванием воздуха через испаритель и насыщением его водяными парами. Для регулирования температуры паро-воздушной смеси в паро-воздушный трубопровод через тройник поступает вторичный воздух. Паро-воздушная смесь подводится в газогенератор под колосниковую решётку.

Топливозагрузочное устройство состоит из топливной воронки с двумя затворами; нижний затвор — колокольного типа

с рычагом и противовесом, верхний затвор — крышечного типа, тоже с рычагом и противовесом.

Система очистки и охлаждения газа состоит из первичного стояка промывателя, опущенного в гидравлический затвор, скруббера с коксовой насадкой и сухого очистителя с металлической и древесной стружкой. Специальной сероочистки установка не имеет.

Установка ОГ-5 проходила доводку и испытания на заводе им. 25 Октября. Доводочные испытания, общей продолжительностью 530 час., показали надёжную работу установки. В процессе доводки не потребовалось производить сколько-нибудь существенных конструктивных её изменений по сравнению с первоначальным проектом.

Помимо общей наладки работы установки при доводочных испытаниях было проверено несколько вариантов конструкций колосниковых решёток и велись специальные опыты по установлению оптимальной высоты слоя топлива в газогенераторе путём применения конусов различной длины.

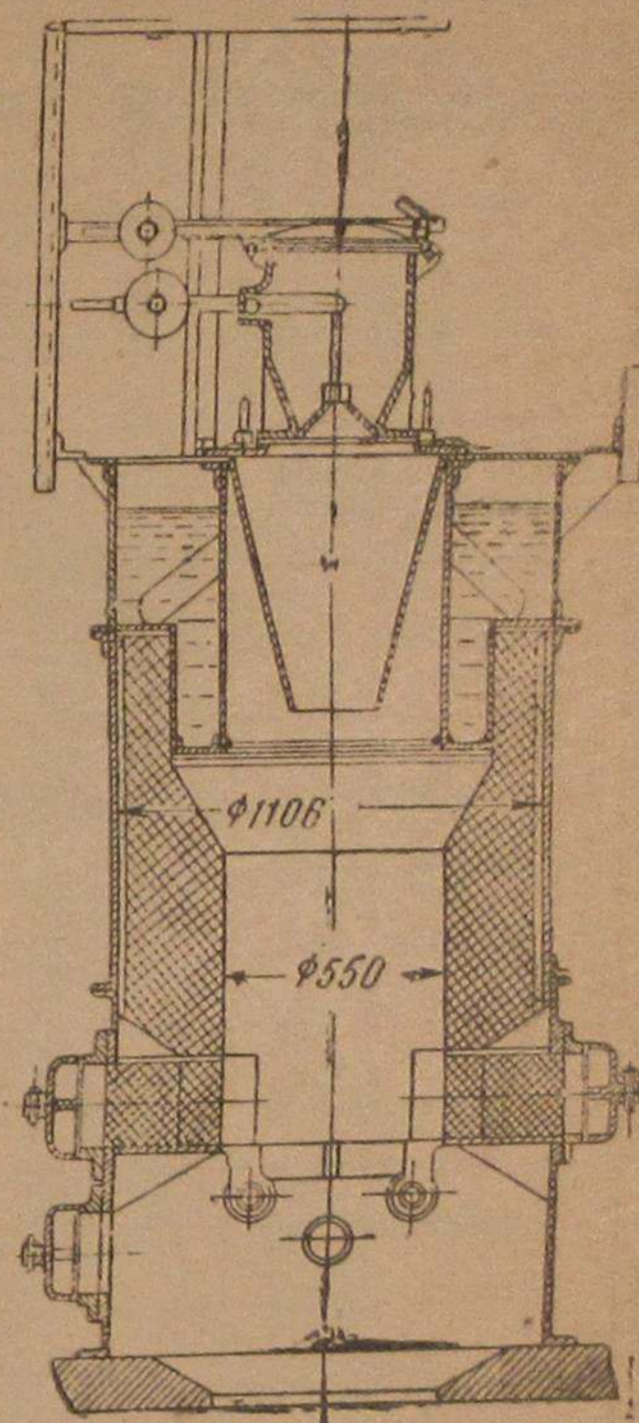
После окончания доводочных испытаний установка была поставлена на непрерывное сточасовое госиспытание. Топливом при испытании служил антрацит марки АК треста Чистяков-антрацит размерностью 40 × 40 × 40 мм. Средние результаты испытания приведены в таблице. Состав газа по данным большего количества анализов в среднем лежал в следующих пределах:

CO	18 — 21%
H ₂	12 — 15%
CH ₄	1,5 — 3%
CO ₂	5 — 7%
O ₂	0,2 — 0,6%
H _н	1050 — 1200 кал/м ³ .

Хорошая и надёжная работа установки ОГ-5 на госиспытании позволила комиссии принять её к серийному производству.

Следует отметить некоторые результаты испытаний:

1. Установка ОГ-5 не только обеспечивает устойчивую проектную производительность на мощность в 55 л. с., но и обеспечивает нормальную мощность двигателя 2ГЧ 26/38 в 70 л. с.
2. Удельный расход антрацита составляет для мощности 55 л. с. — 500 г/л. с.-ч. и для мощности 70 л. с. — 440 г/л. с.-ч.



Фиг. 4. Газогенератор ОГ-5.

№ режимов	Заданная нагрузка в % от нормальной	Продолжительность режима в час	Мощность двигателя за режим в л. с.	Газ по выходе из газогенератора	Газ перед двигателем	Температура в °С			Разрежение в мм вод. ст.			Удельный расход воздуха в л/л.с.ч.	Удельный расход воды в л/л.с.ч.		
						в помещении	воды, идущей на охлаждение	воды в испарителе	паровоздушная смесь	после генератора	после скруббера			перед двигателем	Удельный расход газа в ккал/м³
1	100	55	52	470	12	16	2	93	18	40	54	500	1130	23	1,7
2	110	1	55	513	13	19	2	95	22	59	80	—	—	—	—
3	140	10,5	70	503	14	18	2	95	23	59	81	440	1120	16	1,1
4	75	18	41	449	16	19	2	94	14	32	43	570	1150	21	0,31
5	50	14	29	424	16	19	2	95	11	24	32	760	1100	30	0,57
6	Холостой ход	1	—	370	16	20	2	97	7	15	20	—	1130	—	—
7	100	1	58	455	16	20	2	93	14	41	60	—	1140	—	—

3. Газогенератор после всех доводочных и государственных испытаний находился в хорошем состоянии. Футеровка и колосниковая решётка не имеют заметного выгорания или оплавления. Хотя и наблюдается некоторое налипание шлака на футеровку, но шлак этот легко сбивается, без повреждений футеровки.

4. Система очистки в хорошем состоянии, загрязнения кокса в скруббере не отмечено. Сухой очиститель не загрязнён и сух. Металлическая стружка слабо корродирована.

5. Следов сернистых отложений и разъедающего действия сернистых соединений на деталях двигателя нет.

Газогенераторная установка ОГ-10

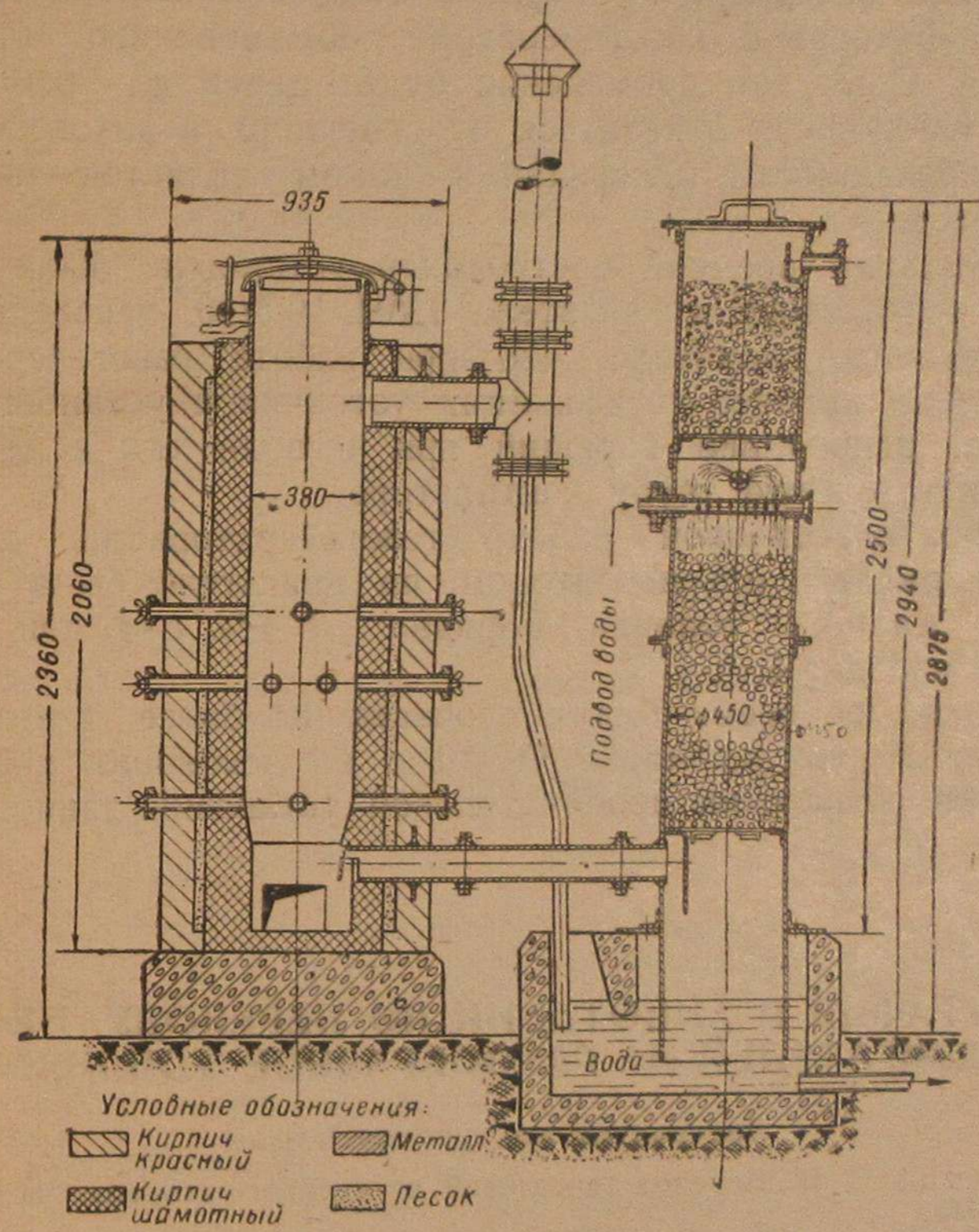
В годы Отечественной войны, когда встал вопрос о переводе парка дизелей и нефтянок на генераторный газ, потребовались газогенераторные установки простейшего типа, могущие быть изготовленными на небольших предприятиях, в ремонтных мастерских и даже самим потребителем.

Опыт создания такого рода маломощной древесной установки представляет установка типа ОГ-10, построенная собственными силами НИДИ в газомоторной лаборатории Института.

Общий вид установки в том виде, как она была запроектирована, представлен на фиг. 5. Основной идеей данной конструкции является максимальное её упрощение для возможности изготовления на местах собственными силами.

Характерными особенностями установки в этом отношении являются:

1) отказ от металлического кожуха газогенератора и выполнение его из одного кирпича;



Фиг. 5. Газогенераторная установка ОГ-10.

2) в установке нет ни одной литой детали;
3) газогенератор не имеет колосниковой решетки;
4) газогенераторная установка имеет ряд деталей, не подлежащих, как обычно, специальному изготовлению и могущих быть приобретёнными на рынке (зольниковая дверца, трубы для фурм, люков и решёток очистителя).

В процессе постройки установки удалось еще более упростить её изготовление. Так, корпус очистителя не изготовлялся, а для него был использован цилиндр, найденный на складе металлолома и близкий по размерам к запроектированному. Не изготовлялся также топливный затвор газогенератора, для него был использован топливный затвор автомобильного газогенератора ЗИС.

Таким образом, изготовление деталей по газогенератору свелось к изготовлению фурм и двух патрубков, розжига и газоотбора. По очистителю объём работ был несколько больше, однако и там все детали были изготовлены только слесарными и сварочными работами и без каких-либо станочных работ (применение последних понятно упростило бы и ускорило бы изготовление установки).

Отсутствие огнеупорного кирпича вынудило использовать для внутренней футеровки газогенератора обыкновенный строительный кирпич. Опыт его применения будет ценен для решения вопроса о возможности отказаться от огнеупора в газогенераторах низкой напряженности газификации, каким является настоящий газогенератор.

К настоящему времени построенная установка была опробована на вентиляторе и двигателе 1МЧ 10,5/13, переведённом на газ. Опробование показало, что при работе газогенератора на сухих чурках процесс газификации устойчив и установка генерирует газ, непрерывно горящий при выводе его в атмосферу, через нагнетательную трубу вентилятора.

При кратковременной работе газогенератора на двигателе 1МЧ, в параллель с вентилятором, на двигателе была получена присадка жидкого топлива порядка 75 г/л. с-ч. при нагрузке двигателя порядка 8 л. с.

В ближайшее время будут произведены более длительные и полные испытания установки ОГ-10 и на основании полученных результатов разработан проект типовой установки данного типа.

Н. И. СУБОЧ

БИБЛИОГРАФИЯ И АННОТАЦИИ ПО ПЕРЕВОДУ НЕФТЯНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

Литература на русском языке

1. Дедков С. В., Перевод двигателей внутреннего сгорания на генераторный газ, 1943.
2. Будзко И. А. и др., Руководство по переводу двухтактных двигателей на местное твёрдое топливо, 1942.
3. Игнатов А. Г., Перевод нефтяных двигателей на газообразное топливо. Руководство по поверочному расчёту, 1944.
4. МВТУ, Двигатель Дизеля на газовом топливе. Отчет по научно-исследовательской работе.
5. Пособие по переводу нефтяных четырёхтактных двигателей малой мощности на генераторный газ из антрацита, 1939.
6. Наркомзем СССР, 1) Переоборудование двухтактных нефтяных двигателей для работы на газогенераторном топливе, 1942.
2) Альбом чертежей по переоборудованию двухтактных нефтяных двигателей для работы на газогенераторном топливе, 1942.
7. НКСП СССР, Центральное конструкторское бюро № 18, Технический отчет по переводу двигателей Дизеля марки 6БК-43 на работу по циклу „Газ-дизель“, 1943, г. Горький.
8. Бенч Э., Локомотивы с двигателем Дизеля для работы с генераторным газом и зажиганием при помощи жидкого горючего по методу Демаг. „Вестник Демаг“ № 2, 1940, июнь

9. Калинин А. В., Судовой газовый двигатель МГС-17 (Р-2), „Волный транспорт“ № 5, 1940, стр. 19—23.

10. „Экономические газогенераторные двигатели“, „Нефть“ № 3, 15/11941, стр. 4.

11. Салтыковский В. В., инж., Современное газомоторостроение, „Дизелестроение“ № 9, 1937, стр. 5—13.

12. Зинько Д. Л. и Захарин А. Г., Устройство и эксплуатация простейшей газогенераторной силовой установки, 1943.

13. Лебедев С. Е., доц., и Нигматулин И. Н., Двигатель Дизеля на газовом топливе, „Дизелестроение“ № 9, 1937, стр. 13—22.

14. Салтыковский В. В., инж., Газомоторные установки на канализационном газе, „Дизелестроение“ № 9, 1937, стр. 37—41.

15. Адамов Н. В., инж., Газовый двигатель 4ВГ-42,5/60 „Дизелестроение“ № 9, 1937, стр. 41—42.

16. Кабелянский Г. В., инж., Изменение распределения на газовых машинах Демаг-Тиссен, „Дизелестроение“ № 9, 1937, стр. 42—45.

17. Тютчев Н. А., инж., Обзор статей по газомоторостроению в отечественных технических журналах за 1936—1937 гг. (по июнь), „Дизелестроение“ № 9, 1937, стр. 45—47.

18. „Проекты переделки дизелей ДРЧ-60 и Рустон для работы на природном газе“, „Дизелестроение“ № 10, 1937, стр. 16—21.

19. Соколик А., Горение и детонация в газах, 1934.

20. Федоровский В. И., Перевод двигателей Дизеля на работу генераторным газом „Техника железных дорог“ № 3—4, 1942.

21. Инструкция по уходу за газогенераторными двигателями, 1942.

22. Рязанцев В. В., инж. Проектирование перевода дизелей на газ. „Вестник машиностроения“ № 4—5, 1943.

23. Сарандинаки О. Г., Газогенераторный двигатель тепловоза, „Дизелестроение“ № 10, 1940, стр. 3—7.

24. Вихерт М. М., Колосов В. П., Двигатели Дизеля, работающие на генераторном газе, „Вестник машиностроения“ № 1, 1942.

О переводе двигателей Дизеля на генераторный, светильный и природные газы путём применения комбинированного цикла Дизеля-Отто.

25. Спирин А. А., Перевод двигателей Дизеля на генераторный газ, „Вестник машиностроения“ № 1, 1942.

Обзор заграничной и советской исследовательской работы по созданию газового двигателя.

26. Попов А. А., инж.-мех., Новые пути перевода дизелей на газ (Анализ рабочего процесса и результаты испытаний), „Речной транспорт“ № 11—12, 1942.

27. Гаев Г. З., Судовой газовый двигатель ГС-ХТЗ-НАТИ, „Речной транспорт“ № 5, 1941, стр. 34—36.

28. Велле М. А., Ударный двигатель внутреннего сгорания жидкого и твёрдого топлива, „Журнал технической физики“ № 18—19, 1937.

29. Долидович И. И., Торф как топливо для автотракторного двигателя, „Мотор“, 1939, стр. 37—39.

30. Егоров И. М., Газогенераторная установка ТЭС-1. Пример перевода бензинового двигателя на газ. „Вестник Военно-инженерной академии им. Куйбышева“, 1938, сб. 23, стр. 9—28.

31. Загот А., Испытание бензиновых двигателей на генераторном газе, „Мотор“ № 6, 1940, стр. 23—26.

32. „Перевод двигателя Дизеля марки Бенц на бинарное топливо“. Работа членов ВНИТО гг. Левитского, Красноженова и Кисарина, Казанская железная дорога, научное инженерно-техническое общество.

См. „Сборник рационализаторских предложений по паровозной службе“, Казань, 1943.

33. Хандов З. А., инж., Расчёт рабочего процесса четырёхтактного дизеля конвертированного на генераторный газ, „Речной транспорт“ № 12, 1943, стр. 14—16.

34. Щуров М. В., Двигатели, работающие по циклу Эррена, „Дизелестроение“ № 1, 1938, стр. 35—37.

35. „Правила технической эксплуатации электрических станций, оборудованных двигателями внутреннего сгорания“, 1943 г., изд. Наркомзема РСФСР, Главэнерго, ц. 9 р. Имеются сведения по газовым генераторам и газовым двигателям.

36. Расчёт смесителей для двигателей внутреннего сгорания, работающих на газе, „Труды НАТИ“ № 39, 1941.

37. Кеймах Я. И., инж., Новый газовый двигатель, „Вестник машиностроения“ № 9—10, 1943, стр. 46.

Конструктивные изменения нового четырёхтактного газового двигателя типа 2ГЧ 18/26—40 л. с. Технические характеристики.

38. Шпирт А., Заменители жидкого топлива, „Мировое хозяйство и мировая политика“ № 7, 1943, стр. 65—68.

Внедрение заменителей нефти в отдельных странах. Развитие газогенераторных двигателей.

39. Ожигова А. А., К вопросу о двухтактных газовых двигателях, работающих на генераторном газе из древесного угольного топлива, „Дизелестроение“ № 2, 1940, стр. 18—20, 1 илл.

40. Мазинг Е. К., По поводу статьи инж. Ожигова А. А., „Дизелестроение“ № 2, 1940, стр. 21—22.

Ответ на статью т. Ожигова относительно неприменимости двухтактного процесса к газовым двигателям на генераторном газе, помещённую в этом же номере журнала.

41. Тютчев Н. А., Новые конструкции двигателей на заводе „Двигатель революции“, „Дизелестроение“ № 6, 1939, стр. 4—8, 5 илл.

Характеристики дизелей, выпущенных до 1938 г. Данные о новых газовых двигателях, работающих на генераторном, нефтяном и фенольном газе; характеристики опытных образцов быстроходных судовых и стационарных двигателей.

42. Кеймах Я. И., инж., Перевод двигателей внутреннего сгорания на газ, „Вестник машиностроения“ № 6, 1943, стр. 58—59.

Краткое изложение содержания работы совещания 22—24 апр. 1943 г., созванного ВНИТОЭ, и главнейших докладов.

43. Вырубов Д. Н., проф., и Амелькин О. С., Перевод на газ двигателя РК-30, Отчет по теме № 867 лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ, 1944 г.

В отчёте даётся исследование по выявлению возможности перевода на газ по газожидкостному процессу двухтактного двигателя типа РК-30 постройки завода „Русский дизель“ и ХПЗ. Работа проведена с осуществлением продувки горючей смесью.

44. Лебедев С., Лихарев К. и др., Перевод на газ двухтактных двигателей низкого сжатия, Отчет по теме № 868 лаборатории двигателей внутреннего сгорания МВТУ, 1943.

В отчете излагаются пути, по которым прошла лаборатория для того, чтобы осуществить нормальную работу двигателя низкого сжатия на генераторном газе при калоризаторном запале. Осуществляя продувку газо-воздушной смесью, подняв степень сжатия вставкой в камеру сжатия и сменив форму калоризатора, лаборатории удалось достигнуть достаточно устойчивой работы двигателя на газе с нормальной мощностью при калоризаторном запале. В отчете излагаются данные работы такого двигателя в процессе экспериментов.

45. Лебедев С. и Кеймах Я., Отчет о работе „Перевод двигателей Дизеля на газожидкостное топливо“, НКТМ, Технический отдел, 1942.

В отчёте излагаются материалы, связанные с переводом двигателя Дейтц марки VM-145 на смешанное топливо. Эксперименты по переводу двигателя на газ проводились в лаборатории ДВС МВТУ.

46. Хандов З. А., инж., Регулирование мощности судового дизеля, работающего по газожидкостному циклу, „Речной транспорт“ № 3, 1944, стр. 15—16.

47. ВНИИЖ НКПС, Отделение паровозного хозяйства и энергетики. Отчёт по переводу дизеля „Сайсакушо“ на бинарное топливо на электростанции Кзыл-Орда Ташкентской ж. д., 1943.

48. Амелькин О. С., Отчёт по работе № 3—23 „Испытание опытной передвижной древесной газогенераторной установки с двигателем 2 МЧ“.

Научно-исследовательский дизельный институт (НИДИ), лаборатория газовых двигателей. Голутвин, Московской обл., 1944.

49. Мазинг Е. К., проф., Силовой газ как продукт неполного сгорания твёрдого топлива, „Дизелестроение“ № 6, 1936, июнь.

50. Мазинг Е. К., проф., Естественный газ как топливо для газомоторов, „Дизелестроение“ № 7, 1936, июль.

51. Круглов Н., Газовый дизель Нордберг, „Дизелестроение“ № 1, 1938, стр. 33—35.

52. Беликов М. П., доц., Свойства сжатого до высоких давлений коксового газа как топлива для двигателей внутреннего сгорания, „Дизелестроение“ № 12, 1937.

53. Мазинг Е. К., проф., О силовом газе для двигателей внутреннего сгорания, „Известия теплотехнического института“ № 2, 1924.

54. Ерухимович Л. П. и Гольдберг, Пути развития советского газомоторостроения, „Дизелестроение“ № 5, 1936, стр. 13—18.

55. Генкин К. И., Газовые смесители, Научно-исследовательский и экспериментальный институт автотракторной промышленности, Труды, вып. 39, 1940, стр. 165—187.

56. Мезин И. С., Приготовление газо-воздушной смеси и её влияние на работу двигателя.

57. Мулерт Ф. и Дрюз К., Технические газы, производство их и применение, 1934.

58. Агарунов И. А. и Бабаян И. С., Справочник по естественному газу (добыча, транспорт и утилизация).

59. Ред. Шахназарова М. Х. и Раабен В. Н., Справочник по естественному нефтяному газу.

60. Змий П. Н., инж., Пособие по уходу за двигателями, работающими на генераторном газе, 1944.

61. Захарин А. Г., инж., и Смолько И. О., Газогенераторы для трансляционных узлов вещания, 1944.

62. Некрасов Н., проф., Заменители нефтепродуктов, 1943.

63. „Вестник Академии наук СССР“ № 11—12, 1944, стр. 132. В вестнике сообщается о проделанных Академией наук работах по переводу нефтяных двигателей на газ. К этим работам относятся следующие:

1) перевод на газ двухтактных калоризаторных нефтяных двигателей с сохранением воспламенения рабочей смеси от калоризатора;

2) перевод на газ дизелей, причём сохраняется высокая степень сжатия и мощность двигателя; воспламенение рабочей смеси происходит от присадки жидкого топлива;

3) при переводе компрессорных дизелей за счёт распыления жидкого топлива сжатым генераторным газом снижена присадка жидкого топлива.

При работе компрессорного двигателя мощностью 65 л. с. на газе и при распыле жидкого топлива компримированным газом, а не воздухом, удалось довести расход топлива при переменной и устойчивой работе двигателя всего до 5—10% вместо 30—50% при ныне существующих схемах.

Рассматриваемый двигатель развивает мощность 90% номинальной. Руководит работами по переводу нефтяных двигателей на газ член-корр. АН СССР А. Б. Чернышев.

64. Политов А. А., Способ работы двигателя Дизеля по циклу Сабатэ на газовом топливе, „Бюллетень бюро изобретений Госплана при СНК СССР“ № 6, 1944, стр. 41.

65. Субоч Н. И., инж. и Юдин В. Г., инж., Проект перевода двигателя Дейтц с нефти на смешанное топливо, 1944, тема Т0-32, Технический архив ЦНИИ НКПС.

Работа состоит из двух частей:

1) пояснительной записки и
2) рабочих чертежей по переводу двигателя Дейтц мощностью 300 л. с. с нефти на смешанное топливо.

Основным рабочим топливом принят древесный генераторный газ. Для запала принято жидкое топливо. Своеобразная конструкция двигателя Дейтц, резко отличающая его от обычных четырёхтактных дизелей, потребовала специального конструктивного решения для перевода двигателя Дейтц на смешанное топливо.

Несмотря на своеобразие и некоторую сложность перевода двигателя Дейтц на смешанное топливо, проект представляет простое решение задачи и при её осуществлении не потребует длительной остановки двигателя и каких-либо дефицитных материалов.

Преимуществом переделки двигателя на газ по данному проекту является следующее:

1) минимальные переделки двигателя, сводящиеся по существу только к доделкам в виде газовых трубопроводов, смесителей, заслонок и регулировочных тяг;

2) двигатель на смешанном топливе сохраняет мощность и к. п. д., что имеет важное значение с эксплуатационной точки зрения;

3) в случае необходимости имеется полная возможность работы машины как на одном жидком топливе, так и на смешанном топливе. При этом переход с одного вида топлива на другой происходит без перерегулировки двигателя на ходу машины при любых нагрузках.

Переделка по данному проекту даёт возможность использовать для двигателя местное твёрдое топливо и создать экономию жидкого топлива до 70—80%.

Работа включает 22 стр. пояснительной записки, 33 листа чертежей и 2 фигуры.

66. Зинько Д., Все нефтяные двигатели перевести на газ!, „МТС“, 1942, № 8—9, стр. 25—30, 5 илл.

67. Пойдо А. А., инж., Перевод двигателя ДР—600 л. с. на бинарное топливо, 1943, тема ВТ-42, Технический архив ЦНИИ НКПС.

Работа представляет собой технический проект переделки двигателя Дизеля типа ДР-6 Ч42,5/60 для работы на смешанном топливе (газ + нефть).

Проект выполнен на базе двигателя, установленного на электростанции Вологодского ПРЗ, и состоит из 12 страниц пояснительной записки и 13 листов чертежей. Переделка двигателя по данному проекту не связывает работу машины и может производиться без его длительной остановки, что очень важно при круглосуточной работе двигателя. Переделанная машина в случае необходимости может свободно работать как на одном жидком топливе, так и на смешанном топливе. Переход с одного вида топлива на другое происходит на ходу машины и без всякой перерегулировки. Переделанный двигатель сохраняет мощность и к. п. д. Экономия жидкого топлива достигает 70—80%.

68. Пойдо А. А. и Субоч Н. И., Технический отчёт по переводу дизелей на смешанное топливо, 1944, тема Ш-2-А, Технический архив ЦНИИ НКПС.

Работа представляет собой обобщение советского и иностранного опыта по переводу дизелей на смешанное топливо. Отчёт состоит из двух частей. Первая часть содержит классификацию методов перевода дизелей на газ с описанием конструктивных особенностей каждого метода, теоретические основы работы дизелей на газе, вопросы смешения газа с воздухом и питания двигателей газовой смесью. Вторая часть содержит краткие сведения по типовым проектам перевода на смешанное топливо дизелей „Сайсакушо“, Дейтц и ДР, которые разработаны ЦНИИ НКПС.

Работа является результатом теоретической разработки этого вопроса в ЦНИИ и служит материалом для дальнейших работ в этой области.

69. Рыбников Г., Стационарный газогенераторный двигатель, „МТС“ № 1, 1944, стр. 40—42, 2 илл.

70. Ушаков А., Использование сжиженных газов, „МТС“ IV, № 4, 1944, стр. 38—40, 1 илл.

71. Игнатов А. Г., Практическое руководство по переводу стационарных двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, 1944—1945.

Небольшой текст с атласом, имеющим большое количество конструктивных чертежей и, главным образом, газовых генераторов.

72. Игнатов А. Г., Две номограммы для поверочного расчета четырёхтактных нефтяных двигателей, переводимых на газообразное топливо, 1945, 19 стр., ц. 2 руб.

73. Ред. Либрович Б. Г., проф., Сборник материалов по переводу нефтяных двигателей на генераторный газ.

Калоризаторные двигатели и дизель М-17, 1945, 103 стр., ц. 6 руб.

Литература на немецком и английском языках

1. Pflaum W., Das Dieselgasverfahren bei ortsfesten Motoren, „Z. V. D. I.“ № 3, 1941, 18/1, Bd. 85, S. 57—86, 29 ill. Библиограф. в прим.

[Стационарные двигатели Дизеля, работающие на газе]. Возможность перевода дизелей с жидкого топлива на газ. Требования эксплуатационного порядка.

Конструктивные изменения, необходимые для перехода на газ. Вопросы образования смеси. Опыты с четырёхтактными дизелями. Испытания показали возможность перевода четырёхтактных дизелей на газ без сложных конструктивных изменений. Перевод на газ двухтактных двигателей экономически нецелесообразен, ибо связан со сложными переделками.

2. Rixmann W., Das Dieselgasverfahren bei Fahrzeugmotoren, „Z. d. V. D. I.“, Bd. 85, № 5, № 6, 1941.

Автомобильные дизельмоторы, работающие на газе. При этом сохраняются свойства дизельмотора.

3. Westmeyer H., Wechselmotoren für Treiböl und Treibgas, V. D. I. № 9, 1936 29/II, т. 80, стр. 263—265.

Комбинированные двигатели для жидкого и газообразного топлива.

4. „Warme“, № 10, 1938, 5/III, S. 179—187.

Моторы с обратимой эксплуатацией на нефтяном и газовом топливе. Иллюстрированное описание различных типов дизелей, работающих на двух видах топлива. Практические и теоретические данные.

5. F. W., Dieselmotoren mit Gasbetrieb, „A. T. Z.“, № 20, 1939 25/X, S. 541.

Дизели, работающие на газообразном топливе. Опыты National Gas Engine Co в Англии по работе дизелей на газообразном топливе. Двигатель засасывает газо-воздушную смесь и в конце хода сжатия производится впрыск небольшого количества тяжёлого жидкого топлива, что обеспечивает самовоспламенение, экономичную и устойчивую работу.

6. Wock N. G., Entwicklung und heutiger Stand des Treibgasbetriebes, „A. T. Z.“, 1940, Heft 1, Bd. 43, S. 3—6.

7. Rixmann W., Fahrzeugdieselmotoren im Gasbetrieb, „A. T. Z.“, 1940, Heft 20, S. 505.

Транспортный дизельмотор в работе на газе. На данную статью имеется реферат в „Новости технической литературы“ (машиностроение) № 1, 1941, стр. 97—98.

8. „Holzgasbetrieb bei Zweitaktmotoren“, „V. D. I.“, № 23/24, 1943, стр. 367—368.

Работа двухтактного двигателя на древесном газе.

9. Rixmann W., Druckgasaufladung von Fahrzeug-Gasmotoren, „A. T. Z.“, Heft 1, 1940 г., стр. 11—13.

10. Rothmann G., Gasbetrieb von Fahrzeug dieselmotoren ohne Leistungsabfall, „Kraftstoff“, 1940, X, p. 306—307, 2 ill. Библиография. Применение газа на транспортных дизелях без снижения их мощности.

11. Dipl.-Ing. Hermann Stoll, Die Verwendung von Flüssiggas und Generatorgas als Kraftstoff für den Fahrzeug-Dieselmotor, „M. T. Z.“, 1940, Heft 4, S. 121.

Применение жидкого и генераторного газа в качестве топлива для транспортных дизельмоторов.

12. Mehler M. J., Dr.-Ing., Der Betrieb von Dieselmotoren mit gasförmigen Kraftstoffen nach einem gemischten Otto-Diesel-Verfahren.

Работа дизельмотора с газообразным топливом по смешанному методу Отто-Дизель. „Motor techn. Zeitschrift (M. T. Z)“, 1940, Heft 4, S. 101.

13. „Ungstellung von Dieselmotoren auf Generatorgas nach dem Dieselverfahren“, „Automobiltechnische Zeitschrift“ („A. T. Z.“) № 18, 1940, September 25, S. 459.

Перевод дизелей на генераторный газ для работы по циклу Отто—Дизеля.

14. Richter L., Dieselwechsellmotoren, „Elektrotechnik und Maschinenbau“, № 47—48, 1940, November 22, S. 510.

Двигатели Дизеля для работ на различных топливах. Три метода использования с наименьшими переделками для работы на газообразном горючем.

15. Neubauer E., Einfache Umstellung von Diesel-af Gasbetrieb, „Deutsche Motorzeitschrift“ № 9, 1940, September 25, S. 309—311.

Простой способ перевода дизеля на газообразное горючее.

16. G. Strössner, „Motortechnische Zeitschrift“, Bd. 2, 1941, S. 385—394.

17. Huhn, „Automobile technische Z.“, Bd. 41, 1938, S. 233—238.

18. „Der Betrieb von Dieselmotoren mit gasförmigen Kraftstoffen Mehler“, „Motor Technischezeitschrift“ № 4, 1940.

19. Wohlschlager V. H., Der Lündstrahl Gasmotor, „M. T. Z.“ № 6, 1940.

20. Strössner G., Fruchversuche mit dem Dieselgasverfahren „M. T. Z.“, № 12, 1940.

21. „Der MAN Fahrzeugmotoren mit Kugelbrennraum im Dieselgasbetrieb“, „M. T. Z.“ № 2, 1941, S. 57.

22. Schuster F., Zur Umstellung von Dieselmotoren auf gasförmige Kraftstoffe, „Gas- u. Wasserfach“ № 29, 1940, 20/VII, S. 344.

К вопросу о переводе дизельмашины на газообразное горючее.

23. Rixmann W., Umstellung von Dieselmotoren auf Gasbetrieb, „A. T. Z.“, № 9, 1941, 10/V, S. 246.

Перевод дизелей на газообразное топливо. Краткое содержание доклада, прочитанного на заседании 6/III 1941 г. в Chemnitz (Германия).

24. Prettenhofer H., Die Regelung der Zündstrahl-Fahrzeugmotors für Generatorgasbetrieb, „A. T. Z.“ № 8, 1941, 25/IV, S. 209—212, 2 ill.

Регулировка автомобильных двигателей, работающих по циклу Отто—Дизеля на генераторном газе.

Общая характеристика работы двигателей по циклу Отто—Дизеля. Регулировка холостого хода и ограничение максимальных оборотов. Схема Klöckner-Humboldt-Deutz A.-G. регулировки двигателя, работающего на генераторном газе по циклу Отто—Дизеля.

25. Holmann A., Erfahrungen mit MAN-Fahrzeug-Dieselmotoren im Dieseltgasbetrieb „A. T. Z.“, № 8, 1941, 25/IV, S. 198—202, 11 ill.

Опыт работы автомобильных двигателей MAN по циклу Отто—Дизеля.

Описание и характеристика двигателя MAN D0530 с воздушной камерой. Перевод двигателя на газ по циклу Дизеля—Отто. Двигатель MAN с шаровой камерой горения и специфические особенности перевода его на работу по циклу Отто—Дизеля. Результаты дорожных испытаний.

26. Der Dieselmotor ist wandlungsfähig. „Last-Auto“ № 10, 1940, 11/VII, S. 14—16 4 ill.

Перевод дизелей на газообразное топливо. Специфические различия двигателей Дизеля и Отто и требования, предъявляемые к топливам для них. Работа дизеля на бензине. Перевод дизелей на газообразные топлива, генераторный и сжиженные газы. Конвертирование дизеля в двигатель Отто. Работа двигателя по смешанному циклу Отто—Дизеля и её преимущества. Работа на газе форкамерных дизелей и дизелей с непосредственным впрыском.

27. Austauschatz für Dieselmotoren. „Übersee-Past“ № 1, 1940, S. 34, 1 ill.

Сменный регулятор подачи топлива и зажигания для дизелей. Описание прибора фирмы Бош, устанавливаемого на дизелях при переводе их на газовое топливо вместо впрыскивающего топливного насоса и его регулятора.

28. Der MAN-Fahrzeugdieselmotor mit Kugelbrennraum im Dieseltgasbetrieb „M. T. Z.“ № 2, 1941, II, S. 57—59, 7 ill.

Автомобильный дизель MAN со сферической камерой сгорания, работающий на газе.

29. Säuberlich F., Neuer Fahrzeug-Zweitakt-Dieselmotor, „V. D. I.“, 1939, 14/X, Bd. 83, № 41, S. 1128—1129, 7 ill. Библиогр. прим.

Новый двухтактный дизель для автомобилей. Краткое описание новой конструкции автомобильного дизеля, разработанного Джeneralь-Моторс Корп. Характеристики двигателя. Модификации газового шестцилиндрового дизеля.

30. Fahrzeugdieselmotoren mit Gasbetrieb, „Last-Auto“ № 17, 1940, 14/XI, S. 31.

Работа транспортных дизелей на газообразном топливе.

Тезисы доклада д-ра Риксмана о переводе дизелей на газ как путём конвертирования двигателя для работы по циклу Отто, так и по циклу Дизеля—Отто. Особенности работы по циклу Дизеля—Отто на генераторном газе и на сжиженном газе. Перевод на газ дизелей с непосредственным впрыском. Возможности перевода на газ форкамерных дизелей путём снижения степени сжатия до 1:14.

31. Schubert K., Der Gasmotor als Antriebsmaschine in der Velberter Industrie, „Gas- u. Wasserfach“ № 43, 1939, 28/X, S. 728—730.

Газомотор в качестве двигателя в промышленности, г. Velbert (Германия).

32. Schanze L., Ein Jahr Generatorstab, „Last-Auto“ № 14, 1940, 26/IX, S. 11—12.

Год работы газогенераторного штаба.

Результаты деятельности специальной организации, созданной в Германии, в 1939 г. в начале войны и руководящей вопросами использования дров, торфа и различных видов угля в качестве топлива для транспортных установок. План перевода автомобилей на твёрдое топливо. Техника, экономика и дальнейшие перспективы газогенераторного автотранспорта.

33. Anpassung von Zweitaktmotoren an den Sanggasbetrieb, „A. T. Z.“, № 7—8 1943, 25/IV, S. 186—187.

Перевод двухтактных моторов на генераторный газ. Обзор новейших конструктивных изменений в автомобильных дизелях для приспособления их к работе на генераторном газе (французские и германские конструкции).

34. Baentsch, Nenartige Umstellung von Dieselmotoren auf Gasbetrieb, „A. T. Z.“ № 1, 1943, 10/I, Bd. 46, S. 16—17.

Перевод дизелей на газ.

Опытная конструкция дизеля по типу Заурер с переводом на газ и с электрическим запалом, разработанная при участии Берлинской газовой компании. По тому же принципу переоборудован тракторный дизель типа Бюссинг с запатентованной системой зажигания по циклу Отто и тепловозный дизель Дейтц OMZ-122 Перечень преимуществ новой системы.

35. „Dieselbetrieb aus der Flasche.“ „Omnibus u. Lastkraftwagen“, 1940, V, № 5, S. 49—53, 2 ill.

Работа дизелей на баллонном газе. Постановление германского правительства о переводе многоместных дизельных автобусов на сжиженные газы. Методы перевода дизеля на газ: конвертирование дизеля в двигатель Отто; непосредственный впрыск газа и работа по смешанному циклу Дизеля—Отто. Сравнительные преимущества и недостатки всех трёх способов. Данные о работе авто с дизелями, работающими на газе по циклу Дизеля—Отто.

36. Wohlschläger H., Der Zündstrahl-Gasmotor, „M. T. Z.“ № 6, 1940, VI, S. 214—215, 8 ill.

Газовый двигатель с впрыском жидкого топлива для воспламенения рабочей газо-воздушной смеси. Принцип действия и преимущества работы дизелей на газообразном топливе по циклу Отто—Дизеля. Индикаторные диаграммы и описание двигателей Klöckner-Humboldt-Deutz модели GA3M624. Перевод двигателей с работы на жидком топливе на газообразное и обратно.

37. Ostwald W., Feste Kraftstoffe, „Kraftstoff“ № 1, 1940, I, S. 3—5, 9 ill.

Твёрдые топлива для двигателей внутреннего сгорания. Различные способы образования горючей смеси из твёрдых топлив (распыление, образование суспензии в маслах, расплавление, растворение, испарение, газификация и др.).

38. Thap A., Kraftmaschinen für Gas oder Öl. „Brennstoff u. Wärmewirtschaft“ № 8, 1939, VIII, S. 158—160. Библиогр. в прим.

Двигатели внутреннего сгорания для газа или нефти. Обзор развития конструкций выпускаемых заводами двигателей, работающих как на жидком, так и газообразном топливе.

39. Eckert F., Die permanenten Gase als motorische Kraftstoffe, „A. T. Z.“ № 4, 1943, 25/II, S. 103—105. Библиогр. в прим.

Применение сжатых газов в качестве моторного топлива. 40. Odquist, Boliner-Munktells Verfahren zum umstellen von Zweitakt-Rohlmotoren mit Kurbelkammerspülung Generatorgas (Wallgren Evrell Verfahren), „M. T. Z.“ № 2, 1943, II, S. 63—65, 4 ill.

Метод Bolinder—Munktell перевода двухтактных дизелей с кривошипно-камерной продувкой на работу генераторным газом (принцип Wallgren Evrell). Схема двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой, переведённого на работу по принципу Wallgren Evrell. Диаграмма PV для двигателей с поперечной продувкой, работающих на тяжёлом топливе, на генераторном газе и по принципу Wallgren Evrell четырёхцилиндровый двухтактный двигатель Bolinder Munktell мощностью 90 л. с. при 1000 об/мин, переведённый на работу генераторным газом.

41. Rieger W., Gas und Dampfantrieb zu Lande und zu Wasser, „Wärme“ № 12—13, 1943, 27/III, S. 95—101, 18 abb.

Применение газа и пара в безрельсовом и водном транспорте. Заменители моторного топлива на транспорте. Преимущества применения сжиженного газа в баллонах и резервуарах. Газы низкого давления—пропан и бутан, сжимаемые при 15 до 20 ат, и газовые установки высокого давления—метан, коксовый, городской и светильный газы. Типы газогенераторных установок Imbert, Daimler—Benz A. G., Klöckner—Humboldt—Deutz.

Область применения генераторов. Сельскохозяйственные машины, тракторы, локомотивы, водный транспорт. Паровой привод в грузовиках. Пар высокого давления на судах—котлы Шмидта-Гартмана.

42. Morrison L. H., Двигатель Нордберг, „Diesel Power“ № 8, 1937, сентябрь.
43. Erren R. A., A new injection system for gas engines, „Gas & Oil Power“, 1939, p. 287.
44. Двигатели высокой степени сжатия, работающие на газе и на нефти, „Oil Engine“, № 86, 1940, p. 48—49.
45. „Двигатель Нордберг“, „Oil Engine“, 1939, XII.
46. „Преимущества двигателя Дизеля бинарного топлива“ „Diesel-Power“, September, № 9, 1938, p. 771—773, p. 774—777.
47. „Design of convertible gas diesel Engines“, „Diesel Power and Diesel Transportation“, 1938, September.
48. Rankin R. A., Diesel-gas convertible engine as coal bnieder, „Gas & Oil Power“, № 6, 1938, June, p. 35—36.
- Сравнительная характеристика работы обратимых газодизельных двигателей на нефти и на газе.
49. „New type of Oil-gas engine“, „Mech. World“ № 2732, 1939 12/V, p. 466—467. Новый тип газо-нефтяного дизеля. Детали конструкции двигателя.
50. „Gas & Oil Power“, v. 33, № 395, 1938, p. 193—195.
51. New Small S. L. M. horizontal engine“, „Gas and Oil Power“ № 398, 1938, XI, p. 274—276.
- Новый маломощный горизонтальный двигатель S. L. M. Описание двигателя типа HD-19 двух-, трёх- и четырёхцилиндровых для нефтяного и газового топлива.
52. „More notes on alternative fuel engines“, „Gas and Oil Power“, v. 81, № 4, 1939, 15/VIII, p. 161—162.
- О двигателях с переменным топливом. Описание стационарных типов двигателей. Особенности обратимых двигателей, которые при переходе на другой вид топлива требуют изменения деталей.
53. Lessing. Dual-fuel engines, „Gas & Oil Power“, v. 33, № 395, 1938, p. 193—195.
- Двигатели, работающие на двойном топливе. Обзор типов германских двигателей малой и средней мощности, работающих на нефти и газообразном топливе (по журн. „VDI“).
54. Gas engines with diesel characteristics, „Gas & Oil Power“ № 402, 1939, III, p. 63—65.
- Газовые двигатели с особенностями дизелей. Описание особенностей двигателей. Преобразование двигателей при переходе от одного вида топлива к другому требует нескольких секунд.
55. „Designs of convertible gasdiesel engine“, „Diesel Power“ № 9, 1938, September, p. 774—777.
- Конструкции обратимых газовых двигателей Дизеля (различных типов).
56. „Diesel Power“ № 9, 1938, September, p. 771—773.
- Преимущества газовых двигателей Дизеля. Типы двигателей. Теоретический графический анализ.
57. Adams O., Municipal chooses convertible engines, „Power“ № 9, 1939, IX, p. 62—63.
- Обратимые двигатели для коммунального хозяйства. Применение обратимых газовых двигателей на электростанции, которые могут быть превращены в современные дизели посредством нескольких небольших конструктивных изменений.
58. Статьи, посвященные дизелям на газе, имеются в следующих номерах журнала „Gas and Oil Power“. 1942 г. — v. 36, № 430, № 434, № 433; v. 37, № 438 № 437.
59. Jones J., The dual-fuel engine. (Реф. доклада). „Mech. world & Eng. Rec.“, v. 108, № 2813, 1940, 29/XI, p. 393—395, 12 ill.
- Двигатели, работающие на двух топливах. Конструкция головки цилиндров и механизма подачи топлива для дизеля, работающего на нефти и на газе. Результаты испытания двигателей National—индикаторные диаграммы, кривые расхода топлива, температура выхлопных газов для разных дизелей при работе на газе и на жидком дизельном топливе.
60. „Газовый двигатель с вспомогательным впрыском нефти“. „The Oil Engine“, т. VI, № 72, 1931, p. 384—385.
61. „Газовый дизель фирмы Блекстон-Брош“, „Gas and Oil Power“, т. 36, № 427, 1941, стр. 75—76.
62. „Двигатель для двух видов топлива“. „Gas and Oil Power“, т. 35, № 421, 1940, стр. 209—210.

63. „Цикл сгорания Эррена. Новый метод использования газообразного горючего“, „The Automobile Engine“, т. XXVII, № 352, 1937, стр. 319—322.
64. „Последние изобретения в области дизелей. Двигатель фирмы Харланд и Вольф, работающий на жидком и газообразном топливах“, „Oil engine“, т. VIII, № 92, 1940, стр. 219.
65. „Газовый двухтактный дизель“. Американский восьмицилиндровый агрегат 3200 л. с. „Oil engine“ № 80, т. VII, 1939, стр. 233.
66. Джонс, Последние усовершенствования в двигателях внутреннего сгорания высокого сжатия и в частности в газовом двигателе. „Gas and Oil Power“ № 416, 1940, стр. 107—109.
67. „Газодизельный двигатель. Описание нового четырёхцилиндрового двигателя с высокой степенью сжатия, отличающегося быстротой перехода с жидкого топлива на газ“, „Gas and Oil Power“, т. 36, № 427, 1941, апрель, 75—76.
68. Bongart E. I., Poly-fuel diesel engines, „Diesel Progress“, v. 4, № 12, 1938, December, p. 64—65, 1 ill.
- Дизели для работы на разных топливах. Указываются конструктивные изменения, превращающие дизель в газовый или карбюраторный двигатель.
69. Dow H. W., Gas Oil engines, „Gas and Oil Power“, v. 35, № 419, 1940, August, p. 166—168, 1 ill.
- Газо-нефтяные двигатели. Двигатели для смешанного вида топлива, работающие по циклу Дизеля.
70. „The gas engine with pilot oil injection“, „Oil Engine“, v. 6, № 72, 1939, April, p. 384—385, 1 ill.
- Газовый двигатель с вспомогательным впрыскиванием жидкого топлива. Возможен перевод с одного топлива на другое во время работы.
71. Jones J., The dual-fuel engine, „Gas and Oil Power“, v. 35, № 421, 1940, October, p. 209—210.
- Двигатели внутреннего сгорания, работающие на двух видах топлива.
72. „Engine wear with producer Gas“. „Ry Gas“, v. 78, № 11, 1943, 12/III, p. 266.
- Износ двигателей при их работе на генераторном газе. Недостатки систем фильтрующих газы. Советы водителям о мерах предупреждения чрезмерного износа двигателей.
73. „Diesel engine operation on producer Gas“, „Diesel Ry Traktion“ № 136, 1943, IX, p. 74, 2 ill.
- Перевод двигателей Дизеля на газогенераторное топливо. Описание газогенераторной установки, применяемой на городских автобусах в Глазго. Газо-воздушный смеситель для дизеля.
74. „A Dual-fuel emergency generating Set“, „The Oil engine“ № 122, v. XI, 1943, June, p. 37.
75. „The control of the dual-fuel engine“, „Oil Engine“, v. 8, № 90, 1940, X, p. 154, 1 ill.
- Регулировка двигателя National, работающего на жидком и газообразном топливах по циклу Отто—Дизеля.
76. „The possibilities of the dual-fuel engine“.
- Возможности двигателей Дизеля, работающих на жидком и газообразном топливах.
- „Diesel Power & Diesel Transportation“ v. 26, № 6, 1943, VI, p. 491—493.
77. Coughlin F. H., Gas engines for Louisiana utilities, „Power Plant Eng.“, v. 43, № 5, 1939, p. 298—300, 5 ill.
- Газовые двигатели для коммунального обслуживания штата Луизиана (США).
- Электростанция Rea в г. Eunvie оборудована тремя парами газовых двигателей, шестицилиндровых, четырёхтактных по 1500 л. с. и 225 об/мин; три генератора расположены на общей оси между двумя двигателями. Мощность по 1250 кв, 2400 в. Природный газ подаётся из скважины по трубам длиной 8,25 км.
78. „Double-duty gas engines at Knudsen creamery“, „Power“, v. 83, № 10, 1939, X, p. 76—77, 3 ill.
- Газовые двигатели для двух целей на маслобойном заводе Knudsen (Лос-Анжелос, США).
- Два двигателя по 150 л. с. на натуральном газе, калорийностью 9710 кал/м³. Один приводит генератор и аммиачный компрессор, а другой — только компрессоры.

79. „High compression Gas and Oil-Gas engines“, „Oil Engine“, v. 8, № 86, 1940, VI, p. 48—49, 7 ill.

Газовые и газо-нефтяные двигатели высокого сжатия. Обзор разных типов газовых и обратимых двигателей, работающих с высокой степенью сжатия: двигатели Nordberg, Erren и фирмы National Co. Результаты испытаний разных двигателей National и сравнение последних с двигателем Erren.

80. Jones J., The position and development of the Gas engine, „Engineer“, v. 175, № 4550, 1943, 26/III, p. 256—258.

Современные конструкции и развитие газового двигателя. Общий обзор развития газового двигателя до 1935 г. Дальнейшее улучшение к. п. д. с 1935 г. Приведены таблицы: 1 — сравнительных величин к. п. д. паровой турбины, компрессорного нефтяного и газового двигателя и 2 — характеристики двигателя при полной нагрузке. Тормозная мощность — 27 л. с.

81. Penford M. J., Experience with engines runnings on Sludge gas, „Gas & Oil Power“, v. 38, № 454, 1943, VII, p. 138—141.

Опыт эксплуатации двигателей на газе сточных вод. Положительные результаты эксплуатации двигателей общей мощностью 2292 л. с. (150 — 540 л. с.) на газе сточных вод.

Температура выхлопа около 371° С. Степень сжатия 13,5 : 1. Расход запальной нефти составляет 70%.

82. „A new high-compression gas engine“, „Mech. World & Eng. Rec.“, v. 107, № 2774, 1940, 1/III, p. 183, 1 ill.

Новый газовый двигатель с высокой степенью сжатия.

83. Tooke W. A., Natural gas engine for Trinidad, „Gas & Oil Power“, v. 35, № 419, 1940, VIII, p. 169—173, 9 ill.

Двигатель на естественном газе для Тринидада. Двигатель фирмы Crossley-Premier 1000 квт.

84. Wallerstedt C. A., Cement plant uses gas diesels for heavy loads, „Diesel Progress“, 1943, VIII, p. 32—35.

Применение газовых дизелей в тяжёлых условиях работы цементного завода. Описание оборудования дизельгенераторной станции с тремя компрессорными дизелями, работающими на натуральном газе, подаваемом под давлением 4,2 ат на дизельную станцию. Мощность газового дизеля 2000 л. с. Трёхступенчатые компрессоры установлены для сжатия газа до 84 атм. В особых случаях компрессор может быть соединён с пневматической системой для получения воздуха для пуска. Перевод на нефть требует весьма небольших изменений. Трёхфазный генератор 1500 квт.

85. „American gas and convertible engines“, „Gas & Oil Power“, v. XXXVI, № 424, 1941, I, p. 8—10, 4 ill.

Газовые и газо-нефтяные двигатели американской конструкции.

Двигатели американской фирмы Worthington Pump & Machinery Corp: четырёхтактные, сконструированные для работы на газе или нефти и двухтактные газовые двигатели.

86. Jones J., The position and development of the Gas engine, „Gas & Oil Power“, v. 38, № 451, 1943, IV, p. 86—91.

Современное положение и развитие газовых двигателей. Общий обзор развития газовых двигателей, начиная с 1935 г. Будущие возможности развития двух типов газовых двигателей с системой впрыскивания топлива высокого и низкого давления. Предлагаемая схема газогенератора на битуминозном угле, обеспечивающего чистый сухой газ без смолы и требующего минимального ухода.

87. Tooke W. A., Natural gas engine for Trinidad, „Engineer“, v. 169, № 4406, 1940, 23/VI, p. 551—552, 2 ill; 28/VI, № 4407, p. 575—576, 5 ill.

Двигатель внутреннего сгорания на естественном газе для Тринидада. Агрегат из 12-цилиндрового двигателя 1750 л. с. и непосредственно с ним соединённого трёхфазного генератора 1000 квт, 212 об/мин. Цилиндры двигателя расположены симметрично (по две группы из трёх цилиндров) по обе стороны маховичного генератора.

88. „Gas-engine inlet valve. Brit pat. № 532571“, „Engineering“, v. 151, № 3929, 1941, 2 V, p. 360, 1 ill.

Всасывающий клапан газового двигателя. На штоке основного клапана имеется дополнительный клапан, управляющий подачей газа. Воздух проходит

через кольцевое пространство с большими скоростями и создаёт небольшое разрежение. Это позволяет подавать газ при том же давлении, что и воздух, или даже при несколько более низком давлении.

89. „Gas engine progress“, „Gas & Oil Power“, v. 34, № 400, 1939, I, p. 9—11, 5 ill.

Развитие газовых двигателей. Показаны кривые расхода газа у двигателя в 165 л. с. при увеличении степени сжатия до 6,5; достигнут к. п. д. 30,5%. Другой двигатель работает либо на жидком топливе, либо на газе, либо на смеси из 95% газа и 5% жидкого топлива, причём электрическое зажигание становится излишним (степень сжатия равна 15).

90. „Pistons for producer gas conversions“, „Motor Transport“, v. 71, № 1845, 1940, 20/VII, p. 22.

Поршни для конвертированных газогенераторных двигателей.

91. „Gas engine liner wear“, „Gas & Oil Power“, v. 35, № 419, 1940, VIII, p. 165, 1 ill.

Износ цилиндров газовых двигателей. Сводка эксплуатационных наблюдений над износом цилиндров трёх крупных двигателей на доменном газе и шести двигателей, работающих на генераторном газе из древесины.

92. „Power for almost nothing“, „Gas & Oil Power“, v. 34, № 411, 1939, XII, p. 317—318, 326, 4 ill.

Газовые двигатели по 700 л. с., использующие древесные отходы.

93. „Gas engine efficiencies“, „Diesel Power“, v. XIX, 1941, II, № 2, p. 146, к. п. д. газовых двигателей.

94. „A gas-diesel two-stroke engine“, „Oil Engine“, v. 7, № 80, 1939, XII, p. 233, 2 ill.

Газодизельный восьмицилиндровый двухтактный двигатель 3200 л. с. американской фирмы Нордберг. Газ сжимается до 77,3 кг/см² и впрыскивается через обычную форсунку. Одновременно впрыскивается небольшое количество нефти для обеспечения равномерного горения. Этот же двигатель может работать как нормальный дизель.

95. „Diesel Power & Diesel Transp.“, v. 21, № 8, 1943, VIII, p. 695—702.

Крупнейшее в мире предприятие, питаемое энергией от двигателей внутреннего сгорания, имеет жизненное значение в военной промышленности страны. Описание деталей конструкции дизельгенераторной установки алюминиевого завода. 50 газовых двухтактных дизелей 1165 л. с., 350 об/мин, V-образного типа по циклу Отто и 18 дизелей 3600 л. с., 225 об/мин, по полному циклу Дизеля. Смазочная система. Электротехническое оборудование.

96. Young W. W., De la Vergue convertible diesels, „Diesel Progress“, v. 5, № 7, 1939, VII, p. 30—31, 3 ill.

Дизели De la Vergue, работающие на жидком и газообразном топливах. Шестицилиндровый 525-сильный дизель и устройство его головки для работы на газе.

97. „First producer-gas oiler in operation“, „Commerc. Motor“, v. 71, № 1838, 1940, 8/VI, p. 390, 3 ill.

Первый дизельный автомобиль, работающий на генераторном газе.

Описание дизельного 6-т грузовика Лейланд с двигателем высокой степени сжатия с непосредственным впрыском. На грузовике установлена древесно-угольная установка Dupey Gas Producers. Описание работы дизеля на газе и смесительного устройства. Расход древесноугольного топлива составляет 59 кг на 100 км, а дизельного топлива 6,5 л. Машина полностью сохраняет способность нормально работать на дизельном топливе.

98. „High-compression gas engines“, „Shipping World“, v. 103, № 2456, 1940, 10/VII, p. 37. Газовые двигатели высокой степени сжатия.

99. „A multi-fuel engine“, „Oil Engine“, v. 7, № 80, 1939, XII, p. 250, 2 ill. Двигатель для работы на разных топливах. Двигатель 125 л. с., 2100 об/мин (фирмы Wankesha), приспособленный для работы на генераторном и природном газе, на бензине и на нефти.

100. „Alternative fuel engines“, „Power & Works Engr.“, v. 34, № 400, 1939, X, p. 413—414, 3 ill.

Двигатели, работающие на жидком и газообразном топливах.

101. „Liquid gas as motor fuel in Germany“, „Railway Gazette“, v. 79, № 3, 1943, 16/VII.

Сжиженный газ, как моторное топливо в Германии. Некоторые указания по подготовке и применению газа; характеристика газа. Сравнительная таблица

теплотворной способности и удельного веса моторных топлив. Устройство газонаполнительной станции.

102. Morrison L. H., Nordberg gas-diesel at Lubbock, Texas, „Diesel Power and Diesel Transportation“, v. 15, № 8, 1937, August, p. 559—565.

Газовый дизель Нордберг.

103. „The Erren combustion cycle“, „Automob. Engr“, v. 32, № 426, 1492, VII, p. 299—302, 9 ill.

Сгорание по циклу Erren.

Принципы процесса сгорания по циклу Erren, в котором газообразное топливо вводится во время хода сжатия в воздух, засосанный при ходе всасывания. Возможность применения в качестве топлива, кроме водорода, древесного, угольного и прочих газов с высоким содержанием водорода. Сравнительные испытания дизеля на жидком топливе, на газе при работе по принципу Erren и на газе при нормальном всасывании газо-воздушной смеси. Области применения двигателей, работающих по циклу Erren.

104. „Diesel engines on producer gas“, „Mod. Transport“, v. 48, № 1238, 1942, 5/XII, p. 3, 12, 2 ill.

Перевод дизелей на работу генераторным газом. Схема установки, могущей работать на двух видах топлива — дизельном топливе и генераторном газе. Результаты перевода автобусов по приведённым схемам.

105. By W. H. Cottlieb, Convertible diesel-gas compressor engines, „Diesel Progress“, 1942, November. Обратимые дизельгазовые компрессорные двигатели.

106. By I. Jones, A. M. J. Meck E., The Position and Development of the Gas Engine. „The Institution of Mechanical Engineer“ № 1, v. 151, 1944, p. 32—44.

Состояние и развитие газового двигателя.

107. „Two-Stroke crankcase scavenging Engine operation on Wood-Gas“, „Gas and Oil Power“, v. XXXIX, № 465, 1944 June, p. 149—150.

Двухтактный двигатель с кривошипнокамерной продувкой, работающий на древесном газе.

В статье описывается схема перевода двухтактного двигателя на газ с отдельной подачей газа и воздуха с помощью так называемого пульсатора.

Дается опытная кривая мощности, полученная при испытании двигателя на нефти и на газе.

108. By Robert Cramer, Gas-burning diesel engines, „Engineer“ № 4626, 1944, September, p. 191—192.

Дизельгазовые двигатели.

Из доклада пом. главного инженера фирмы Нордберг. Дается история развития, освещается топливоподающая система двигателя Нордберг, индикаторные диаграммы, описание, некоторые эксплуатационные цифры и т. д.

109. By W. Michalski and I. Spiers, The conversion of compression — ignition Engines to producer Gas Operation.

Extracts from a report by the Institution of Automobile Engineers Research committee, March, 1944, „Engineer“ № 4624, 1944, August, p. 140—143.

Перевод дизелей на работу генераторным газом. Эта же статья в сокращённом виде помещена в журн. „Gas and Oil Power“, № 468, 1944, September, p. 244—249.

110. „Conversion of diesel vehicles to oil/gas operation“, „Gas and Oil Power“, v. XXXIX, № 468, 1944, September, p. 221—223.

Перевод дизельных экипажей на работу нефтью и газом.

111. „Converting two-stroke crankcase — Scavenging Oil engines to producer gas“, „Gas and Oil Power“, v. 38, № 448, 1943, 1, p. 18—21, 4 ill.

Перевод двухтактных нефтяных двигателей с кривошипнокамерной продувкой на работу генераторным газом.

Приводятся сравнительные расчёты, характеризующие работу двухтактных двигателей на жидком топливе и газе.

112. „Post-war Producer Gas Business“, „Gas and Oil Power“ № 467, 1944, August, p. 211—212.

Генераторно-газовое дело после войны.

113. „Progress with gas-burning diesel engines. Installations Totalling 100,000 h. p. in the United States“, „Oil Engine“, v. XII, № 137, 1944, September, p. 130—133.

Прогресс газодизельных двигателей.

В США установлена общая мощность газодизельных двигателей Nordberg 100 000 л. с. В более расширенном виде статья помещена в журн. „Engineer“, 1944, № 4626, p. 191—192.

114. Gleason W., Largest gas engine generating plant in the World, „Diesel Progress“, v. IX, № 2, 1943, II, p. 46—49, 9 ill.

Самая большая в мире установка, сжигающая натуральный газ в двигателях. Силовая установка в г. Бунки (шт. Луизиана, США), состоит из трёх генераторов по 1000 квт, одного в 1250 и одного в 1500 квт. Двигатели к ним на естественном газе. Три пары на 750 л. с. при 225 об/мин, одна на 1800 л. с. при 215 об/мин и одна на 2250 л. с. при 257 об/мин. Первые четыре двигателя шестицилиндровые с генератором посередине, № 5—12-цилиндровый. Приведена характеристика работы станции.

115. By E. Giffen, W. Michalski and Spiers J., The conversion of compression-ignition engines to Producer — gas operation.

„Engineering“, v. 158, №. 40:9, 1944, August, p. 98—100;

v. 158, №. 4100, 1944, August, p. 118—120;

v. 158, №. 4101, 1944, August, p. 138—140;

v. 158, №. 4102, 1944, August, p. 158—160;

v. 158, №. 4103, 1944, September, p. 177—178;

v. 158, №. 4104, 1944, September, p. 196—197.

Перевод дизелей на работу генераторным газом.

В серии статей показываются результаты работы двигателей на газе. Имеются фотографии и до семи диаграмм. Освещается вопрос по газо-воздушным смесителям. Имеются три конструкции смесителей и пять соответствующих диаграмм. Уделяется внимание регулированию топлива в двигателях дизельгазового процесса. Последнее иллюстрируется пятью конструктивными и тремя функциональными иллюстрациями.

116. „Oil engines on producer gas fuel. Retention of fuel injection“, „Modern Transport“, № 1320, 1944, July, p. 13.

Нефтяные двигатели на газогенераторном топливе. Сохранение нефтяного впрыскивания. Имеются чертежи смесителей с размерами.

117. „The heavy—Oil engine of the future“, „Gas & Oil Power“, v. 39, № 460, 1944, p. 5—8.

Будущее двигателей на тяжелом топливе. Обсуждение послевоенных перспектив на собрании заводчиков по изготовлению двигателей внутреннего сгорания. Предполагается увеличение выпуска четырёхтактных двигателей и замена нефтяных двигателей газовыми. Перспективы применения двигателей на судах и на транспорте. Намечающиеся стандарты двигателей.

118. Producer gas running on diesel fuel ignition. Details of I. A. E. mixing valve“, „Mod. Transport“ v. 49, № 1268, 1943, 3/VII, p. 13, 3 ill. Двигатели, работающие по дизельгазовому процессу на генераторном газе. Детали конструкции смесителя I. A. E.

119. „Producer Gas—Present and Future. A correspondent discusses trends and possibilities“, „Gas and Oil Power“, № 473, 1945 February, p. 4950.

Настоящее и будущее генераторного газа. Соответствующее обсуждение тенденций и возможностей.

120. „Gas engines.“ „Brit. Export I“. 1943, VI. „Brit. Expts Export I“. v. 25, № 291, p. 153—4, 2 ill.

Газовые двигатели. Обзор конструкций новейших английских двигателей („Ruston & Hornsby“, „Tangye“, „Farsons“, „Grossley“).

121. Jones, „The position and development the gas engine“, „Gas & Oil Power“, v. 38, № 451, 1943, p. 86—90, 6 ill. Современное развитие газовых двигателей.

Обзор газомоторостроения до и после 1935 г. Примеры выполнения двигателей, работающих по смешанному циклу (газ, нефть) с применением двохтактных форсунок, при высоком и низком сжатии. Рациональная схема производства газа с высокой степенью очистки от смол при низких эксплуатационных расходах.

122. Vincze A., The possibilities of the dual-fuel engine, „Diesel Power“, v. 21, № 6, 1943, VI, p. 491—3, 6 ill.

Перспективы развития двигателей, работающих на двух видах топлива (газ, нефть). Списание:

а) газогенераторные установки Дейтца;

б) дизель Вортингтона, переключаемый для работы на газе путём установки прокладки (проставки) между цилиндром и крышкой двигателя для уменьшения сжатия;

в) двигатель Нордберга, переключаемый с нефти на газ без значительных переделок. Воспламенение газа происходит за счёт компрессии (без запальных приспособлений).

123. „Compression ignition dual fuel engine“, „Diesel progress“, 1945, April, p. 60—61, 2 ill.

Двигатель дизеля двойного топлива.

В статье даются сведения о двигателе типа „Вортингтон“. Имеется фотография этого двигателя и диаграмма, указывающая относительный расход тепла на лошадиную силу в час в зависимости от нагрузки для двигателя, работающего с зажиганием от свечи (цикл Отто), с зажиганием от жидкого топлива (дизельгазовый процесс) и с самовоспламенением газа в дизеле. Наименьший расход тепла получается в последнем случае.

124. В у R a l p h L., Boyer, New gas engine design. Cuts fuel consumption 25 percent. „Diesel progress“, 1945, April, p. 62—63, 3 ill.

Новая конструкция газового двигателя.

При испытании расход жидкого топлива составил 25%. Даются сведения о двигателе „Купер—Бессемер“, работающем по дизельгазовому процессу. Имеется фотография поста управления дизеля, схема его общего вида и схема связи регулятора с топливными насосами и газовой заслонкой.

125. „Worthington Dual Fuel Engine“. „Diesel Power & Diesel Transportation“, v. 23, № 3, 1945, p. 300, 322, 324.

Двигатель двойного топлива типа „Вортингтон“.

Даются сведения о двигателе „Вортингтон“, работающем по дизельгазовому процессу. Две представленные диаграммы характеризуют экономику этого процесса.

126. „Latest Developments in Dual Fuel Engines Operating on Full Diesel Cycle“. „Cooper-Bessemer Dual Fuel Engine“, „Diesel Power & Diesel Transportation“, v. 23, № 3, 1945, p. 299, 320, 322.

Последнее развитие в двигателях двойного топлива, работающих по циклу Дизеля. Двигатель двойного топлива „Купер—Бессемер“. Даются технико-экономические и исторические сведения о работе двигателя „Купер—Бессемер“ по дизельгазовому процессу.

127. G r a m e r R., Progress in gas-burning Diesel engines and plants. „Mechanical Engineering“, v. 66, № 6, 1944, VI.

Прогресс в развитии газовых дизелей и установок. Результаты экспериментальных исследований двигателя со струйным распыливанием.

128. S l e e A., Converting Diesel to producer gas operation. „Bus & Coach“, v. 16, № 182, 1944, II, p. 186—91, 7 ill.

Перевод двигателей дизеля на генераторный газ. Два метода перевода двигателей Дизеля на газ. Преимущества второго метода, заключающегося в введении в двигатель небольшого количества жидкого топлива для запала. Цифровые данные по расходу горючего и по износу деталей двигателя.

СОДЕРЖАНИЕ

Субоч Н. И.,—Принципиальные схемы перевода нефтяных двигателей на газ, их описание и результаты работы этих двигателей на газе	7
Субоч Н. И.,—Перевод дизеля „Сайсакушо“ на работу по дизельгазовому процессу и его эксплуатационные испытания	101
Хлебников Г. К.,—Перевод на смешанное топливо форкамерного двигателя Бенц и компрессорного Литценмейер.	115
Хандов З. А.,—Перевод четырёхтактного компрессорного дизеля мощностью 135 л. с. на генераторный газ	161
Левицкий Л. Г.,—Некоторые особенности перевода мощных компрессорных дизелей на газ по дизельгазовому процессу	172
Амелькин О. С.,—Испытание передвижной дизельгазогенераторной установки конструкции НИДИ с двигателем 2МЧ, работающей по дизельгазовому процессу	182
Великсон Д. М.,—Опыт перевода дизеля 1МЧ 10,5/13 на генераторный газ по дизельгазовому процессу	199
Иванченко Н. Н.,—Салтыковский В. В., Газовые двигатели конструкции НИДИ	210
Салтыковский В. В.,—Газогенераторные установки НИДИ	226
Субоч Н. И.,—Библиография и аннотации по переводу нефтяных двигателей на газообразное топливо	238

Редакторы Я. И. Кеймах и Ф. А. Парфентьев

Техн. ред. Б. И. Модель. Корректор Т. В. Алексеева

Сдано в производство 1/II 1946 г.
Объём 15³/₄ печ. л. 19 уч.-изд. л.

Подписано в печать 12/X 1946 г.
Формат 60×92. Тираж 5000 экз.

А-05387
Заказ 185.

1-я тип. Машгиза. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.