

ИЗВЕСТИЯ НАУЧНОГО
АВТО-ТРАКТОРНОГО ИНСТИТУТА **НАТИ**

№ 1—2

ИЗВЕСТИЯ
НАТИ научного авто-тракторного института

Да
здравствует
XVI
годовщина
Октября!

5
1933

ОНТИ НКТП СССР
государственное издательство по машиностроению и металлообработке

НАТИ



**Газогенераторы
в журнале
"Известия НАТИ"**

Известия

научного авто-тракторного института

Известия

научного авто-тракторного института

Да здравствует XVII годовщина
Октябрьской социалистической
революции в СССР! Да здравст-
вует социалистическая револю-
ция во всем мире!

1932 - 1935

5

1934

ОНТИ НКТП СССР
государственное научно-техническое издательство по машино-
строению, металлообработке, авиационной и автотракторной
промышленности

1935



государственное объединенное научно-техническое издательство

интерес количество воздуха, которое поступает от вентилятора к цилиндру, и скорость, с которой он проходит между ребрами цилиндра. Изменение этих величин с оборотами двигателя дано на той же диаграмме. Скорость воздуха изменяется от 17,7 м/сек при $n = 1700$ об/мин. двигателя до 19,8 м/сек при $n = 2200$ об/мин., и количество воздуха в этих же пределах оборотов изменяется от 0,146 до 0,200 кг/сек.

При достаточно интенсивном охлаждении цилиндра, что следует из полученных температур, отвод тепла через поршень протекает в значительно худшей степени. После продолжительной работы двигателя и при последующем выключении зажигания наблюдается самовоспламенение рабочей смеси. При разборке двигателя обнаружилось, что донышко поршня (козырек) имело посередине коричневое пятно, захватывающее большую поверхность донышка. Это указывает, что поршень не в достаточной степени отводит тепло и имеет высокую температуру, которая ведет к самовоспламенению и наблюдаемому пригоранию верхнего кольца.

В тепловом отношении состояние поршня (чугун) является слабым местом двигателя; для поднятия надежности работы двигателя диктуется, как первая мера, применение более высокого сорта

масла; вторая мера, наиболее радикальная,—это переход с чугунного поршня на сплав алюминия.

Заключение

Работая с трубкой Пито и термопарой, возможно определить количество тепла, отводимого охлаждающим воздухом, и, надо полагать, с достаточно высокой точностью, так как кривые этого тепла ярко отражают температурное состояние двигателя и его работу (см. фиг. 3).

Процент тепла, отводимого воздухом, от общего тепла, поступившего в двигатель в виде топлива, колеблется от 13 до 16%.

Тепловая нагрузка стенок головки цилиндра колеблется от 3,58 до 4,80 кал/см² сек. при температуре стенок ее с внутренней поверхности от 210 до 229° С, указывая этим на хорошее интенсивное охлаждение головки цилиндра.

Охлаждение поршня является недостаточным и не обеспечивающим надежную длительную работу двигателя (пригорание колец). Первая мера по повышению надежности работы двигателя—это применение высокого качества масла, и вторая, более совершенная,—это переход с чугунного поршня на сплав алюминия.

И. Мезин

Лабораторное испытание газогенератора „НАТИ-II“

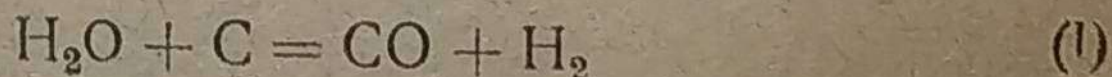
Газогенератор „НАТИ-II“, являясь второй опытной моделью института, проектировался в основном на тех же принципах, которые приняты французской фирмой „Берлие“.

Однако институт нашел необходимым внести некоторые изменения в конструктивном отношении, создав угепление камеры сгорания и увеличив подогрев выходящего из фурм воздуха.

Эти конкретные меры оказали чрезвычайно большое влияние на весь термохимический процесс газификации, способствуя течению многих желательных для нас реакций.

Из теории газогенераторного процесса известно, что составные части его: во-

дород H_2 и окись углерода CO , содержащие в себе запас скрытой химической энергии, получаются как результат течения реакций водяного и воздушного газов:



и



Как первая реакция, так и вторая являются реакциями эндотермическими, т. е. поглощающими тепло при течении слева направо. Ясно, что поглощение тепла будет тем интенсивнее, чем выше температура той среды, где протекают эти реакции.

Под таким углом зрения—достижения наивысших температур в камере сгорания—и велось проектирование этого генератора.

Конкретными мерами в этом направлении, как упоминалось выше, послужили усиленный подогрев воздуха, подводимого для газификации, и утепление камеры сгорания теплонепроницаемой изоляцией из асбестита.

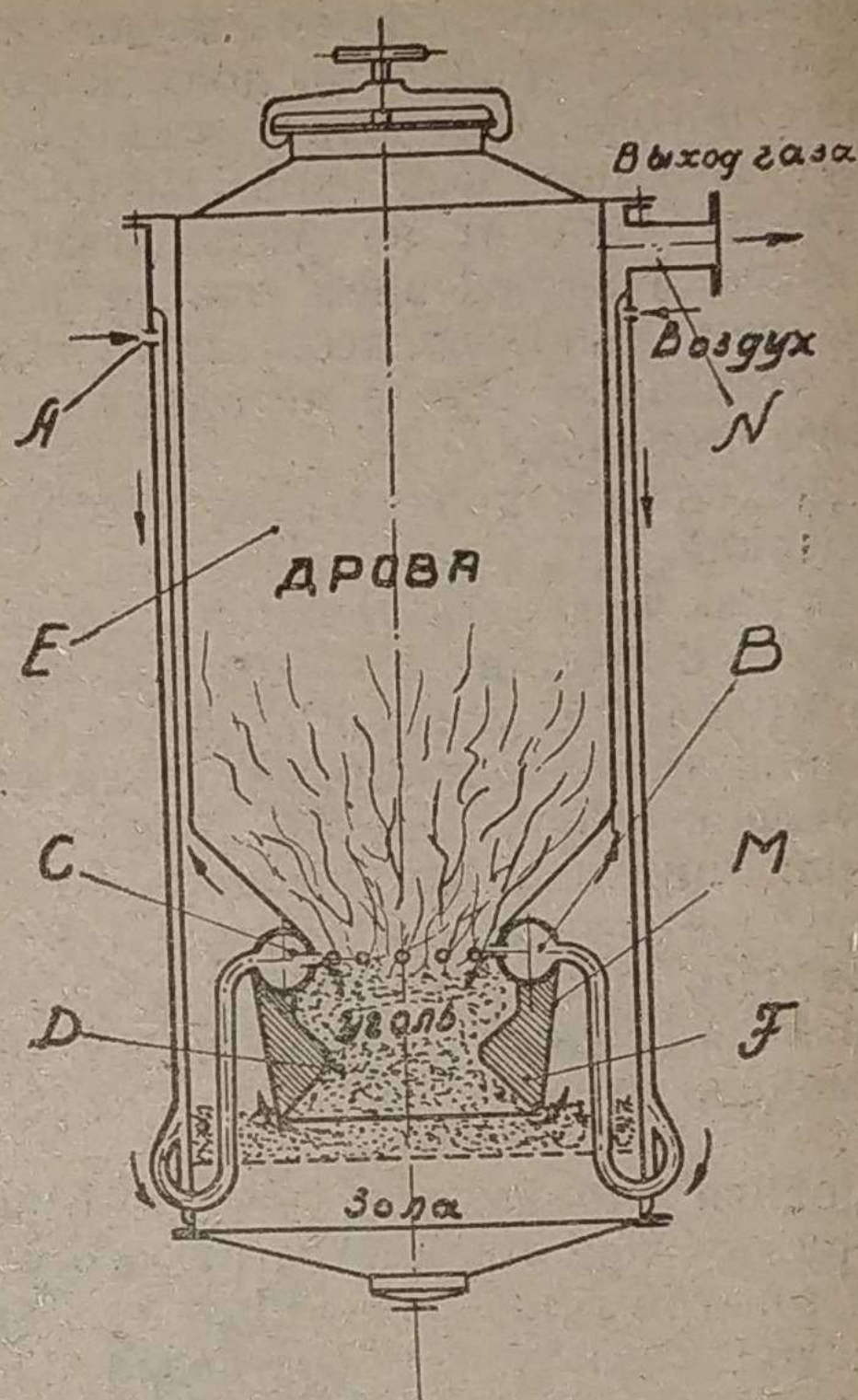
Такая изоляция поставила работу металлической камеры сгорания в тяжелые условия. В опытной модели пришлось с этим помириться, так как термохимический эффект получился при такой конструкции весьма заманчивым. Эту часть генератора в дальнейшем надлежит изготавливать из специальной тугоплавкой стали.

Следующий момент, на который было обращено внимание—это достижение сплошного зеркала горения, так как при наличии „непрогорающих зон“, т. е. не раскаленных мест угля, можно допустить проникновение через них продуктов сухой перегонки (смол, уксуса и т. п.), которые, не встретив в дальнейшем зон высокой температуры, не сгорят, а испарившись направятся в мотор, что конечно недопустимо. Для этой цели необходимо было создать высокое напряжение зоны горения или иначе—поднять интенсивность горения, для чего скорость выхода воздуха из фурм была доведена до 40 м/сек, а число их до 12. Таким образом, воздух получил возможность проникать глубоко к центру камеры сгорания из двенадцати точек, расположенных по периферии зоны горения.

Газогенератор „НАТИ-II“ спроектирован для монтажа на судовом катере и рассчитан на мотор, развивающий 52 л. с. на силовом газе.

Устройство генератора в общих чертах следующее (фиг. 1).

Благодаря засасыванию мотора воздух проникает в генератор через ряд отверстий А, расположенных в верхней части корпуса, и, спустившись между цилиндрическими стенками, поступает в кольцевую распределительную трубу В, снабженную двенадцатью радиально расположенными фурмами С, откуда, нагревшись до 250—300° С, воздух, как упоминалось уже, выходит с большой скоростью и вступает в реакцию с углеродом топлива. Камера сгорания D выполнена в виде двух усеченных конусов,



Фиг. 1.

сложенных вместе меньшими основаниями. Образовавшаяся таким путем горловина обуславливает наличие высоких скоростей в этом сечении и способствует поэтому полному сгоранию всех жидких продуктов сухой перегонки, как то: смол, уксусной кислоты и т. п. Выходящий из камеры сгорания газ, имея температуру в 550—600° С, уходя из генератора, подогревает топливо, находящееся в бункере Е, и воздух, поступающий на газификацию. С целью поднять температуру в камере сгорания последняя снабжена специальной теплонепроницаемой изоляцией F из асбестита, заключенного в металлический кожух М. Газ из генератора выходит через штуцер N.

После изготовления модель была подвергнута лабораторному испытанию на вентиляторе при постоянном отборе газа в 70 м³/час. Всего было произведено 7 испытаний, в течение которых подбирались необходимые размеры фурм и высота зоны сгорания. Здесь следует заметить, что оба эти фактора весьма заметно влияют на качество получаемого газа, находясь в прямой зависимости от величины отбора последнего. Поэтому

генератор, проектируемый на двигатель определенной мощности, должен содержать строго установленные размеры упомянутых выше факторов. Институт в настоящий момент не располагает аналитическим выражением такого закона и вынужден пользоваться пока в каждом отдельном случае методами экспериментирования.

Переходим к конкретному изложению испытаний.

Так как подвергнутый испытанию генератор представлял собою лабораторную модель, то условия удобства обслуживания в эксплуатации не играли доминирующей роли. Способ разжига был выбран нижний, не дающий поэтому эффекта в смысле его быстроты, вследствие чего продолжительность разжига равнялась 17 минутам. Производственная же модель этим недостатком не обладает.

Средняя продолжительность работы генератора при полной нагрузке в условиях опытов была равна $2\frac{1}{2}$ —3 часам.

Расход газа в час составлял 70 м^3 , отнесенных к 0°C и 760 мм. Выход газа из 1 кг березовых дров влажности $W = 24,7\%$ был найден равным $2,3 \text{ м}^3$.

Экономический коэффициент полезного действия $\eta_{\text{эк}} = 81,9\%$.

Сухой вес генератора—190 кг.

Сухой вес очистителя—60 кг.

а) Топливо

Во все время опытов применялись исключительно березовые дрова различной влажности (от 12 до 25%).

Топливо было заготовлено в виде правильных треугольных призм с размерами $50 \times 80 \text{ мм}$, что можно признать наиболее подходящим.

Вообще же следует иметь в виду, что качество газа заметно изменяется от величины размеров топлива, улучшаясь при уменьшении последних.

Однако чрезмерное измельчение топлива становится экономически невыгодным, поэтому здесь существуют определенные границы, установленные практикой, переходить которые нецелесообразно.

Была подтверждена существовавшая ранее точка зрения о влиянии влажности топлива на качество газа.

Так во всех без исключения случаях газ, получавшийся из более сухого

топлива, обладал и более высокими качествами. Такое изменение в составе газа можно было наблюдать во время газификации, когда по мере подсушки в бункере топливо теряло свою влагу.

Ниже этот вопрос будет освещен несколько подробнее.

В условиях опыта напряженность зоны горения определялась в $q = 540 \text{ кг/м}^2$. Установка не была полностью нагружена, так как нормальная работа генератора должна согласно расчету протекать при напряжении 1000 кг/м^2 . Запас топлива в генераторе определяется в 120 кг.

Расход угля на растопку не выходил из пределов 4 кг.

в) Температуры

При проектировании генератора институт стремился применить все способы, обеспечивающие наличие высоких температур в зонах окисления и восстановления. С этой целью была применена специальная изоляция, присутствие которой создало температуру в зоне окисления, равную 1400°C .

При выходе из камеры сгорания газ имеет температуру 600°C . В дальнейшем благодаря наличию тройных стенок физическое тепло газа расходуется на подогрев бункера, где находится топливо, и подогрев воздуха, причем последний нагревается до 300°C . Окончательная температура газа на выходе из генератора лежала в пределах $230—250^\circ \text{C}$.

Такая низкая температура выхода весьма благоприятна для дальнейшего охлаждения газа.

Средняя температура окружающей среды за время опыта на расстоянии одного метра от генератора была равна 32°C . Температура помещения, где производилось испытание, 19°C . Кроме того была замерена температура поверхности цилиндрической части генератора в четырех точках, лежащих на одинаковых расстояниях по образующей цилиндра.

Эти температуры следующие:
1-я точка 60°C —верх генератора; 2-я точка 150°C —средняя часть генератора; 3-я точка 230°C —средняя часть генератора; 4-я точка 280°C —нижняя часть генератора.

Все испытания генератора „НАТИ-II“ показали удивительно слабое излучение его поверхности, что должно быть осо-

бенно ценным, так как генератор этот предназначался для судового катера, где противопожарные требования особенно высоки.

Температура газа после водяного очистителя „НАТИ-1“ была равна всего лишь 21° С.

с) Разрежения

Сопротивление движению газов в генераторе складывалось из потерь напора:

1) при входе воздуха в генератор $h_1 = 5$ мм,

2) при движении воздуха между стенками $h_2 = 20$ мм,

3) при движении воздуха в медных трубах $h_3 = 60$ мм,

4) при выходе из фурм $\varnothing = 8$ $h_4 = 140$ мм,

5) при движении газа через слой топлива $h_5 = 50$ мм,

6) при движении газа между стенками $h_6 = 25$ мм.

Итого суммарное сопротивление генератора равнялось: $h' = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 = 5 + 20 + 60 + 140 + 50 + 25 = 300$ мм вод. ст.

Сопротивление, создаваемое водяным очистителем „НАТИ-1“, выражалось цифрой $h'' = 450$ мм вод. ст.

Таким образом суммарное сопротивление всей установки оказалось равным:

$h = h' + h'' = 300 + 450 = 750$ мм вод. ст.

д) Состав газа и его калорийность

Ниже приводим в форме таблицы результат испытания генератора на вентиляторе, когда после необходимой регулировки генератор дал газ вполне удовлетворительного качества.

В этом случае газифицировались березовые дрова влажностью $W = 25\%$.

По данным этой таблицы построена диаграмма стабильности газа (фиг. 2), из которой видно, как изменяются калорийность и отдельные составные части его в зависимости от времени, которое отложено по оси абсцисс.

Здесь любопытно отметить ряд особенностей газификации древесного топлива, обладающего заметной влажностью. Вначале процент содержания в газе окиси углерода (CO) после стремления

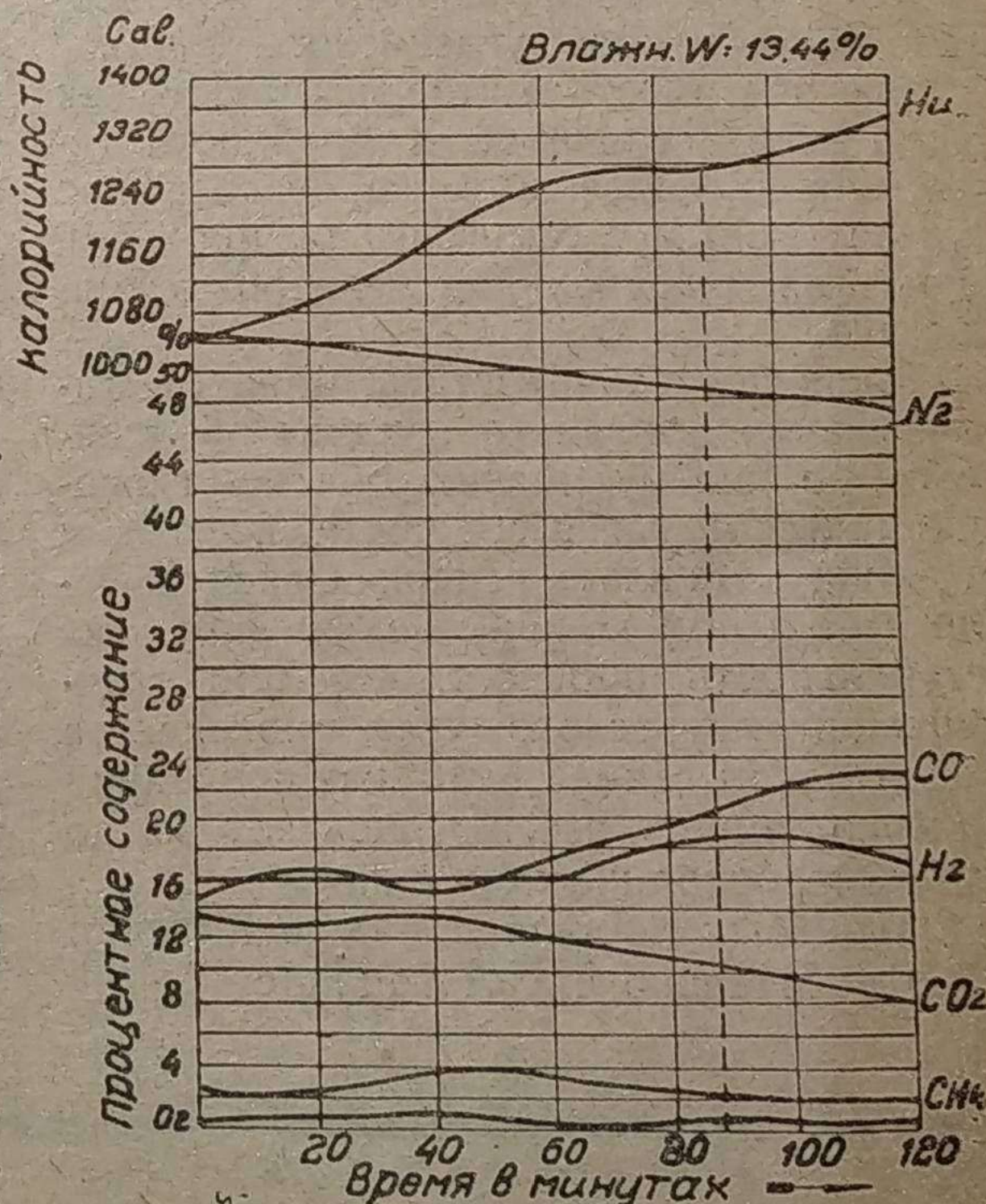
С о с т а в г а з а

Время	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	Рабочая калорийн. 0° и 760 мм
12—30	13,4	0,6	15	16	2,1	52,9	1 045
12—50	13	0,6	16,4	16,1	2,1	51,8	1 090
1—10	14	1	15	16,1	3,5	50,4	1 168
1—30	12	0,6	17,4	16,3	3,5	50,2	1 246
1—50	11	0,4	19,6	18,3	2,4	48,3	1 271
2—15	9,4	0,6	22	18	2	48	1 302
2—30	8	0,6	23,4	18	2	47,4	1 345
Среднее	11,5	0,6	18,4	17	2,2	49,8	1 210

увеличиться падает. В этом же моменте времени наблюдается увеличенное содержание углекислоты (CO₂)

Такое явление временного ухудшения процесса можно объяснить, по нашему мнению, увеличенным притоком гигроскопической влаги топлива из бункера в камеру сгорания, где происходит процесс газификации.

В этом случае получается, что спустя некоторый промежуток времени (в нашем примере 30 минут) вследствие нагревания генератора топливо, находящееся в бункере, начинает выделять



Фиг. 2.

свою гигроскопическую влагу, которая испарившись направляется вниз—в камеру сгорания и увлажняет весь процесс.

Таким образом, в действительности газифицируется топливо при влажности, превышающей номинальную влажность загруженного в генератор топлива.

Теоретическое исследование этого вопроса привело нас к выводу, что такое превышение номинальной влажности имеет место до середины процесса, после чего благодаря подсушке топлива наступает газификация его при влажности меньшей против номинала. Такое прогрессивное снижение влажности газифицируемого топлива происходит до самого конца. В приведенном примере влажность топлива, находящегося в бункере, спустя полтора часа с 25% снизилась до 13%. Ясно, что такое резкое изменение влажности должно было отразиться на термохимической стороне газогенераторного процесса, что мы и видим из диаграммы. Вслед за временным ухудшением процесса начинается непрерывный подъем процентного содержания окиси углерода (CO) и некоторое увеличение водорода (H₂), что можно объяснить повышением температуры в камере сгорания. Одновременно с этим равномерно падает процент содержания в газе углекислоты (CO₂).

Все это вместе взятое вызывает как следствие увеличение калорийности генераторного газа, которая непрерывно увеличивается с самого начала процесса, достигая максимальных размеров в конце его.

Такая неустойчивость в процессе газификации дровяного топлива объясняется, по нашему мнению, обилием гигроскопической влаги, содержащейся в этом топливе. Эта влага, испаряющаяся вначале в большом количестве, и нарушает стабильность процесса, что при газификации древесного угля проявляется значительно слабее, так как последний обычно имеет всего лишь от 6 до 10% гигроскопической влаги.

Далее был поставлен ряд испытаний на относительно сухом топливе.

Ниже приводится одно из лучших испытаний, когда газифицировались дрова, имеющие влажность $W = 12,4\%$.

С о с т а в г а з а

Время	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	Рабочая калорийн. 0° и 760 мм
1—30	12	1	15	11,8	3,6	56,6	1 066
1—50	12	1	20	15,4	3,8	47,8	1 328
2—10	12	1	20	15,4	3,8	47,8	1 328
2—40	12	1	19,4	13,5	3,3	50,8	1 218
3—0	12	0,2	20	15,5	3,3	49	1 288
3—20	9	1	23	17,7	3,8	45,5	1 479
3—50	11	0	25	16,9	3,7	43,9	1 510
4—10	4	0	26	14	3,5	52,5	1 450
Среднее	10,5	0,63	21	15	3,6	49,2	1 334

В этом случае газ получался значительно лучшего качества, так как топливо обладало меньшей влажностью.

Окись углерода, изменяясь в пределах от 20 до 25%, в среднем определилась цифрой в 21%, что для древесного топлива можно признать достаточно высоким.

Среднее содержание в газе водорода—15%, метана—3,6%.

Благодаря такому составу средняя калорийность газа оказалась равной $H_u = 1334$ кал/м³, достигая в отдельных случаях 1400—1500 кал. в одном куб. метре.

Кроме изложенных испытаний на вентиляторе газогенератор „НАТИ II“ был подвергнут ориентировочной пробе на авиационном моторе Холл-Скотт, причем как внешние, так и внутренние качества генератора остались такими же, какие они были при испытании на вентиляторе.

В заключение следует отметить, что первый этап проведенных испытаний, выявивший по всем пунктам весьма удовлетворительные результаты, значительно превысил те показатели, которыми задавались авторы проекта при его воплощении в жизнь.

Повышение мощности автотракторных двигателей, приспособленных для работы на генераторном газе

Перевод автомобилей и тракторов, обслуживающих лесозаготовки, совхозы и колхозы, а также легких речных катеров, мотовозов, мотодрезин и других видов транспортных машин на твердое газофицированное топливо может не только дать колоссальную экономию эксплуатирующим эти виды транспорта хозорганизациям, но и заметно увеличить наши валютные ресурсы, освободив для экспорта сотни тысяч тонн нефтепродуктов.

Но главное в этом переводе, что трактора и другие машины, оторванные от железных дорог на сотни и тысячи километров, не будут из-за отсутствия горючего стоять большую часть года в гараже, как это нередко бывает теперь.

Разберем, в чем основной тормоз, препятствующий немедленному массовому внедрению газогенераторных установок в моторный транспорт.

Тормоз этот — падение мощности двигателя при переходе от работы на жидком топливе к работе на генераторном газе.

О размерах снижения мощности можно судить по тяговым характеристикам трактора „Коммунар 3-90“, снятым во время транспортных испытаний газогенераторных тракторов, проведенных по заданию Центрального совета об-ва Автодор газогенераторным сектором тракторного отдела НАТИ летом 1932 г. Как видно из диаграммы (рис. 1), максимальная мощность трактора на крюке составляет на бензине 61 л. с., в то время как на газе она достигает только 22,2 л. с., или 36% от мощности на бензине.

Здесь необходимо оговориться, что потеря мощности на валу двигателя значительно меньше, чем на крюке трактора.

Двигатель трактора с газогенераторной установкой С. И. Декаленкова, тяговые характеристики которого мы приводим, развил — на бензине — на валу двигателя мощность в 87,6 л. с., следовательно, в обстановке испытаний трактор на самопередвижение расходовал:

$$87,6 - 61,2 = 26,4 \text{ л. с.}$$

Проф. Львов дает в своем курсе следующую формулу мощности на валу двигателя (Е. Д. Львов, „Тракторы“, 1927 г., стр. 331 и след.):

$$N_e = N_k + R_1 + R_2 + R_3,$$

где N_k — мощность на крюке,
 R_1 — потери на трение в механизме передачи,
 R_2 — „ „ буксование,
 R_3 — „ „ передвижение трактора, как повозки.

Потери R_1 — прямо пропорциональны мощности, развиваемой двигателем, и падают с падением N_e .

Потери R_2 находятся в зависимости от величины тягового усилия на крюке, и на одном и

том же отрезке и при одинаковом состоянии дороги резко падают с падением тягового усилия. В нашем случае для мощности на крюке в 22,2 л. с. величина $R_2 \cong 1$ л. с., в то время как для мощности в 61,2 л. с. $R_2 \cong 3$ л. с.

Потери R_3 на газе уменьшились против бензина, так как хотя путь был один и тот же, но скорость трактора составила только 91% от скорости его на бензине. Вес трактора можно принять почти неизменным, так как вес снятых при монтаже деталей не меньше веса газогенераторной установки системы С. И. Декаленкова. Советом экспертов ЦС Автодора, обрабатывавшим материалы Всесоюзного конкурса газогенераторных тракторов, вся сумма потерь мощности на самопередвижение для названного трактора оценена в

$$R_1 + R_2 + R_3 = 15,4 \text{ л. с.}$$

Значит, полная мощность двигателя на газе

$$N_e = 22,2 + 15,4 = 37,6 \text{ л. с.}$$

Это составит

$$\frac{37,6}{87,6} \cdot 100 \cong 43\%$$

от мощности двигателя на бензине.

Падение мощности на крюке трактора не соответствует падению мощности на валу двигателя, а обгоняет его, так как расход мощности на самопередвижение хотя и уменьшается с падением тягового усилия, но удельный вес его увеличивается, почему падает к. п. д. машины в целом.

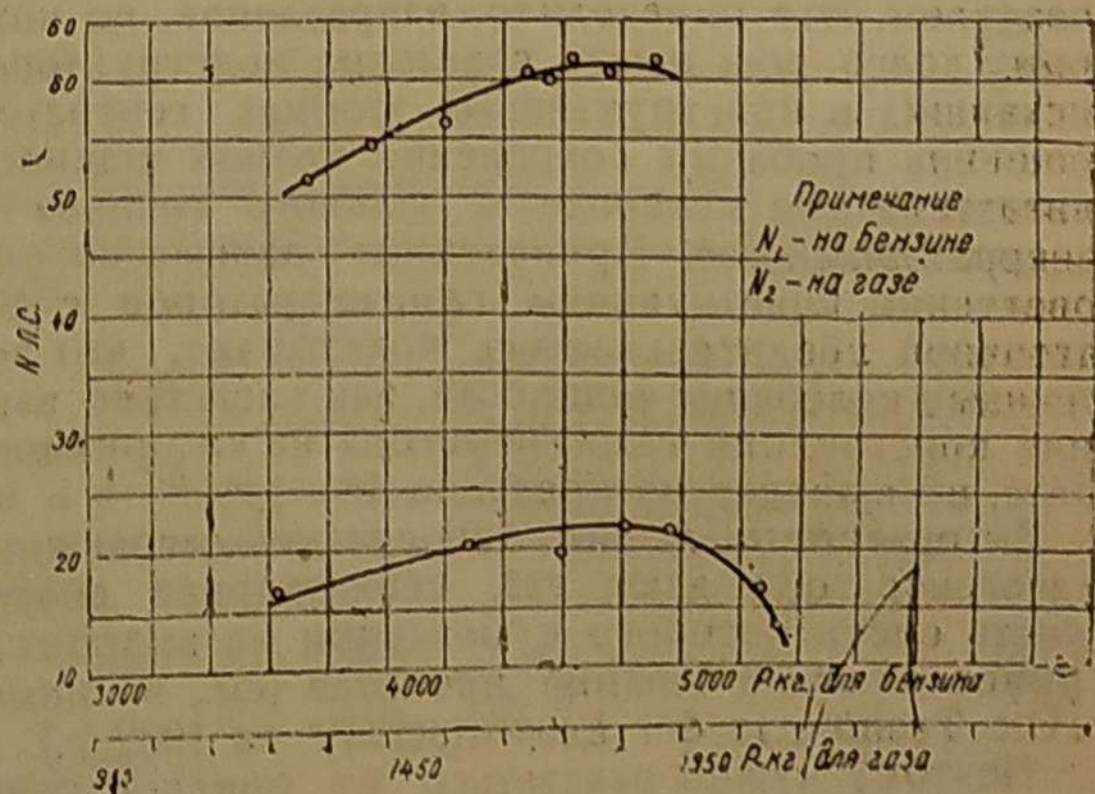


Рис. 1

В нашем примере

$$\eta_6 = \frac{N_{крюк}}{N_{газ}} = \frac{61,2}{87,6} = 69,8\% \text{ (бензин),}$$

$$\eta_2 = \frac{N_k}{N_e} = \frac{22,2}{37,6} = 59\% \text{ (газ).}$$

Организациям, эксплуатирующим трактора, мотодрезины и т. п., совершенно безразлично, сохраняет ли двигатель на валу, при переводе его на генераторный газ, такой же процент мощности, как на крюке, или больше. Мерилом рентабельности на сегодняшний день является количество тоннокилометров перевезенного груза или гектар обработанной земли, и, при современном состоянии техники, единицей, которой приходится пользоваться, является работоспособность транспортных и тяговых машин, двигатели которых работают на жидком топливе. В этом сравнении обычные керосиновые или бензиновые автотракторные двигатели, будучи переведены на генера-

торный газ, обычно проигрывают. Падение мощности так велико, что для получения одинаковой работы нужно в каждом хозяйстве по крайней мере удвоить число работающих машин.

Напрашивается вопрос: можно ли добиться, чтобы автотракторные двигатели давали на газе ту же мощность, что и на бензине, или хотя бы 85—90% этой мощности?

Можно. Но нужно произвести некоторые затраты на переделку двигателя.

Основные причины, вызывающие падение мощности двигателя при переводе с жидкого на газообразное топливо:

1. Понижение теплотворной способности смеси газа с воздухом против бензина.
2. Снижение коэффициента наполнения двигателя.
3. Уменьшение объема продуктов сгорания.
4. Снижение механического к. п. д. двигателя.

1. Кубометр смеси бензина с воздухом обладает теплотворной способностью порядка 875—880 кал/м³. Апробированные на текущий отрезок времени советские конструкции газогенераторов дают газ следующего состава:

Название установки	Вид топлива	Состав газа в % от объема						Кал. на 1 м ³ газа (кал/м ³)	Теплотворн. способность 1 м ³ смеси газа с возд. (кал/м ³)
		CO ₂	C ₂	CO	H ₂	N ₂	CH ₄		
НАТИ В-3	Березовые дрова	15,6	1,6	12,3	11,3	55,4	2,8	930	517
ОКБ-8	" "	11,5	1,3	14,9	15,1	54,8	2,4	1 043	548
Декаленкова	" "	9,5	4,2	15,4	12,2	56,1	2,6	1 028	590
НАТИ-3	" "	11,4	0,6	18,4	16,1	50,5	3,0	1 230	577
Проф. Наумова	Древесный уголь	5,2	0,5	28,6	2,1	61,3	2,3	1 124	570

Примечание. При подсчете теплотворной способности смеси топлива с воздухом как для бензина, так и для газа принято значение $\alpha = 1,05$.

Как видно из таблицы, все приведенные генераторы дают газ, теплотворная способность 1 м³ смеси которого с воздухом значительно ниже теплотворной способности 1 м³ смеси бензина с воздухом. Это определило направление, по которому долго шла мысль советских конструкторов, искавших в конструктивных формах генератора решения проблемы сохранения полной мощности двигателя при переводе с жидкого топлива на генераторный газ. Приведенные данные по пяти советским конструкциям газогенераторов с достаточной убедительностью показывают, что возможные колебания мощности, как следствие влияния конструкции газогенератора на калорийность газа, не выходят из пределов 10—14%.

Литературные данные говорят, что заграничные газогенераторы дают газ, теплотворная способность смеси которого с воздухом не выходит из приведенных в таблице пределов (см., например, „Die Technik in der Landwirtschaft“ за 1932 г.).

Поэтому нужно отказаться от поисков конструкции генератора, газ которого сохранил бы 100% мощности двигателя на жидком топливе, а

довести существующие до полного совершенства в части конструктивного оформления деталей, подбора материалов для изготовления и т. п. Проблему повышения мощности газового автотракторного двигателя предстоит решать другими, более реальными способами.

Вернемся к взятому нами для разбора типу газогенератора. Сравнивая теплотворную способность 1 м³ смеси газа с воздухом и бензиновую, получим в грубом приближении, при прочих равных условиях:

$$\frac{N_i^6}{N_i^2} = \frac{H_u^6}{H_u^2},$$

где N_i^6 — индикаторная мощность двигателя на бензине,

N_i^2 — индикаторная мощность двигателя на газе,

H_u^6 — калорийность 1 м³ смеси бензина с воздухом,

H_u^2 — калорийность 1 м³ смеси газа с воздухом,

или

$$N_i^2 = N_i^6 \frac{H_u^2}{H_u^6} \quad (I)$$

Величину индикаторной мощности испытанного двигателя трактора „Коммунар“ получим из формулы:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_{im}},$$

приняв среднее для карбюраторных двигателей значение $\eta_{im} = 0,85$ и подставляя значение величин $N_e^6 = 87,6$ л. с., получим

$$N_i^6 = \frac{N_e^6}{\eta_{im}} = \frac{87,6}{0,85} = 103 \text{ л. с.},$$

откуда

$$N_e^2 = 103 \frac{590}{875} = 69,5 \text{ л. с.}$$

Фактическая калорийность смеси газа с воздухом бывает ниже подсчитанной нами, так как в газе всегда имеется некоторое количество паров воды, попадающих в него, главным образом, из влаги, имеющейся в загружаемом в генератор топливе. Занимая некоторый объем и не неся с собой никакой тепловой энергии, пары воды, подобно азоту, уменьшают часть горючих элементов газа, приходящихся на 1 м³ газа.

При анализе газа прибором Орса — Ганна количество паров воды не определяется, и они обычно не входят в ту долю (по объему), которую определяют как разницу между единицей объема и объемом $\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2 + \text{O}_2 + \text{CH}_4$.

Количество пара в газе, выраженное в процентах объема, связано с температурой, при которой газ подводится к мотору, так как чем выше эта температура, тем меньше пара конденсируется в воду и тем больше насыщающего пара в перегретом состоянии попадает в двигатель. При работе на влажном топливе количество пара, находящегося в газе, может стать настолько большим, что он не будет сколько-нибудь заметно конденсироваться и, заполняя цилиндр, будет портить или прекратит совсем процесс сгорания (гореть будет нечему), и двигатель перестанет работать. Калорийность 1 м³ влажного газа будет меньше определенной анализом, в соответствии с тем, какую часть по объему занимает в газе водяной пар. Если объем, занимаемый паром, обозначить через x , то на долю газа останется $1-x$ объема, и калорийность 1 м³ влажного пара будет:

$$h_u (1 - x),$$

где h_u — калорийность 1 м³ сухого газа.

Следовательно, калорийность 1 м³ смеси газа с воздухом будет

$$H_u'^2 = \frac{h_u (1 - x)}{1 + L_o \alpha},$$

где L_o — теоретически необходимое для сгорания 1 м³ газа количество воздуха,

α — коэффициент избытка воздуха,

против

$$H_u^2 = \frac{h_u}{1 + L_o \alpha},$$

которую мы ввели в формулу (1).

Поэтому формулу (1) газовой мощности (введем для краткости термины: „бензиновая мощность“

и „газовая мощность“) нужно будет переписать так:

$$N_i^2 = N_i^6 \frac{h_u (1 - x)}{(1 + L_o \alpha) \cdot H_u^2} \quad (Ia)$$

В нашем примере в генератор загружались дрова с влажностью 9,2%, что дает основание полагать падение мощности от влажности газа не выходящим из пределов 1 л. с. Приняв эту цифру, получим, что по калорийности смеси, поправленной на влажность газа, двигатель должен был сохранить 66,5% бензиновой мощности.

Фактически сохранено только 43%.

2. Снижение коэффициента подачи двигателя вызывается двумя основными причинами:

а) сопротивлением газогенераторной установки, понижающей давление перед клапаном;

б) высокой температурой поступающего в двигатель генераторного газа.

Сопротивление газогенераторной установки, т. е. собственно генератора, и очистителей газа в сумме колеблется от 450 до 700 мм вод. ст., сопротивление смесителя приблизительно равно сопротивлению карбюратора, разрежение за которым бывает в пределах 200 мм вод. ст. 1 при $n = 1250$ об/мин, то у переведенных на генераторный газ автотракторных двигателей общее разрежение перед клапаном колеблется от 600 до 900 мм вод. ст., т. е. давление перед клапаном, в технических атмосферах, будет порядка 0,91—0,94 ата.

От давления перед клапаном зависит давление начала сжатия, изменяясь почти пропорционально первому. Если принять, что давление начала сжатия у автотракторных двигателей при 1000—1200 об/мин равно 0,92—0,9 ата, то для переведенных на газ таких двигателей оно будет порядка 0,82—0,85 ата, в зависимости от сопротивления газогенераторной установки.

В выражение среднего индикаторного давления входит множителем перед скобкой значение давления конца сжатия (такт сжатия). Так как это давление выражается формулой:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1 - 1},$$

где P_a — давление начала сжатия,

ε — степень сжатия,

n_1 — показатель политропы сжатия,

то среднее индикаторное давление прямо пропорционально давлению начала сжатия; значит, газовая мощность автотракторных двигателей будет меньше бензиновой в отношении:

$$\frac{N_i^2}{N_i^6} = \frac{P_a^2}{P_a^6} \quad (A)$$

В том же отношении изменится и наполнение двигателя, которое выражается, по Мазингу, формулой:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \frac{P_a}{P_o} \frac{T_o}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma}.$$

Если в этой формуле, кроме P_a , принять все величины неизменными для бензина и газа, то получим

$$\frac{\eta_v^2}{\eta_v^6} = \frac{P_a^2}{P_a^6} \quad (B)$$

1 Характеристика двигателя Форда производства Горьковского автозавода.

или

$$\frac{N_i^2}{N_i^6} = \frac{\eta_v^2}{\eta_v^6} \quad (B)$$

Подставляя это в формулу (1a), получим:

$$N_i^2 = N_i^6 \frac{h_u (1-x)}{(1+L_o \alpha) H_u^6} \cdot \frac{\eta_v^2}{\eta_v^6} \quad (II)$$

Сопротивление газогенераторной установки системы Декаленкова, вследствие примитивности конструкции как самого генератора, так и очистителей, было невелико. Мы не располагаем точными цифрами этого сопротивления, но, пользуясь методом аналогии, можем, не опасаясь грубой ошибки, принять его, вместе со смесителем, в пределах 650 мм вод. ст. Следовательно, давление начала сжатия примем, соответственно, $P_a \cong 0,85$ ата, а для бензина $P_a \cong 0,9$ ата. Подставив эти величины в ф-лу (II), получим:

$$N_i^2 = 68,5 \cdot \frac{0,85}{0,9} = 65 \text{ и. л. с.},$$

или в процентах:

$$\left(1 - \frac{103-65}{103}\right) 100 = 62,9,$$

т. е. за счет падения коэффициента наполнения двигателя как следствия повышения сопротивления всасыванию двигателем горючей смеси потеряно 3,6% мощности.

В других установках, где сопротивление всей газогенераторной системы будет выше, процент падения мощности будет больше, доходя до 6,5% от бензиновой мощности.

Влияние температуры газа, питающего мотор, на газовую мощность заключается в том, что с повышением температуры газа повышается температура смеси газа с воздухом, увеличивается удельный объем ее, и падает теплотворная способность единицы объема смеси.

При постоянном давлении имеем:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ или } V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} \quad (Г)$$

т. е. при нагревании 1 м³ смеси газа с воздухом, имеющего при 0°C теплотворную способность в 590 кал/м³, объем 1 м³ увеличится в отношении прямо пропорциональном отношению температур, и эти 590 кал придутся не на 1 м³ смеси, а на больший, и калорийность 1 м³ подогретой смеси будет

$$H_u^{''2} = \frac{H_u^2 \cdot T_1}{T_2} \quad (Д)$$

При температуре порядка 90°C, которая имела место в установке Декаленкова, калорийность 1 м³ смеси, поступавшей в цилиндр двигателя, была

$$H_u^{''2} = \frac{590 \cdot 273}{363} = 443 \text{ кал/м}^3$$

против 590 кал/м³, подсчитанных нами в таблице.

Приведенный подсчет показывает, что в двигателе, объем которого от повышения температуры не меняется, при нагретой смеси засосется меньше калорий и мощность его упадет. Выразим это падение мощности формулой:

$$\frac{N_e'}{N_e''} = \frac{T_{см}'}{T_{см}''} \quad (Е)$$

где индексы ' и '' соответствуют нормальной и высокой температурам смеси газа с воздухом.

Температура смеси газа с воздухом определяется формулой:

$$T_{см} = \frac{G_1 C_{p1} T_1 + G_2 C_{p2} T_2}{G_1 C_{p1} + G_2 C_{p2}} \quad (Ж)$$

где индекс 1 отнесен к воздуху, а индекс 2 отнесен к газу. Теплоемкость воздуха C_{p1} всегда меньше теплоемкости генераторного газа C_{p2} . Вес воздуха в смеси G_1 всегда больше веса генераторного газа G_2 . Поэтому без особой погрешности можем принять:

$$G_1 C_{p1} \cong G_2 C_{p2},$$

и приведенная формула (Ж) примет вид:

$$T_{см} = \frac{G_1 C_{p1} (T_1 + T_2)}{2 G C_p} = \frac{T_1 + T_2}{2}; \quad (З)$$

подставляя это выражение в уравнение (Е), получим:

$$\frac{N_e'}{N_e''} = \frac{(T_1 + T_2)''}{(T_1 + T_2)'} \quad (И)$$

Переходя к коэффициенту подачи, можем принять положение, что понижение калорийности единицы объема смеси газа с воздухом равноценно падению самого наполнения двигателя, что и отразим в формуле (II), введя поправку на температуру смеси. Формула (II) примет вид:

$$N_i^2 = N_i^6 \frac{h (1-x)}{(1+L_o \alpha) H_u^6} \cdot \frac{\eta_v^2}{\eta_v^6} \frac{T_{см}^6}{T_{см}^2} \quad (III)$$

Подставив в формулу (III) значения температур и др., получим при $T_{см}^2 = 363^\circ$ абс; $T_{см}^6 = 325^\circ$ абс (с учетом подогрева смеси при работе на бензине)

$$N_i^2 = 65 \frac{325}{363} = 58,25 \text{ и. л. с.}$$

В процентах:

$$\left(1 - \frac{103-58,25}{103}\right) \cdot 100 = 56,5\%$$

т. е. за счет повышенной температуры смеси было потеряно $62,9-56,5=6,4\%$ от бензиновой мощности двигателя.

Этот подсчет показывает с достаточной убедительностью, что за счет плохого охлаждения газа двигатель теряет несколько лошадиных сил. При этом надо иметь в виду, что работа на бензине, а в особенности на керосине, требует обязательно подогрева смеси, тогда как работа на газе не имеет в нем никакой необходимости.

Сравним для лучшего уяснения сказанного две участвовавшие на Всесоюзном конкурсе газогенераторных тракторов установки: С. И. Декаленкова, разбираемую нами в этой статье, и ОКБ-8.

Эти установки являются предельными как по температурам подаваемого у них в мотор газа, так и по проценту сохранения питаемыми ими моторами бензиновой мощности, а именно: ОКБ-8 давала самую низкую температуру газа и сохраняла наибольший процент мощности; установка же Декаленкова — наоборот.

Сохранено мощности	Температуры газа перед смесителем
ОКБ-8 56%	45—50°C
Декаленков 43%	140—170°C

Если в формулу (II) подставить средние значения приведенных температур, причем числитель правой части отнести к условиям ОКБ-8, а знаменатель к условиям установки Декаленкова, то получим:

$$\frac{N_e \text{ Декал.}}{N_e \text{ ОКБ-8}} = \frac{298 + 330}{303 + 423} = \frac{628}{726} = 0,865,$$

т. е. мощность двигателя, питаемого газом от установки Декаленкова, должна составить 0,865 мощности того же двигателя, но питаемого газом от установки ОКБ-8. Такая резкая разница в мощности вызвана только тем, что в установке ОКБ-8 предусмотрено солидное охлаждение газа, тогда как т. Декаленков в своей конструкции отмахнулся от разрешения вопросов охлаждения, принеся их в жертву „простоте“ конструкции.

Советским конструкторам нужно широко использовать блестящий опыт ОКБ-8 и вопросу охлаждения газа уделить максимум внимания, так как за счет охлаждения можно выиграть, как показали опыт и теоретические расчеты, до 10—15% мощности.

3. Уменьшение объема продуктов сгорания газа против занимаемого до сгорания смесью газа с воздухом ставит газообразное топливо в условия, неблагоприятные в сравнении с жидким топливом. В то время как продукты сгорания жидкого топлива увеличивают свой объем против объема смеси жидкого топлива с воздухом на 5—6%, продукты сгорания смеси газа с воздухом уменьшают свой объем против объема, занимаемого ею до сгорания, на 7—8%.

Величина, характеризующая это изменение объема, называется коэффициентом молекулярного изменения. Обозначим для бензина этот коэффициент через μ^b , а для газа — через μ^g . Мощность двигателя от влияния уменьшения объема продуктов сгорания упадет в отношении $\frac{\mu^g}{\mu^b}$, и формула (III) примет вид

$$N_i^g = N_i^b \frac{h_u (1-x)}{(1 + L_o x) H_u^b \mu^g} \cdot \frac{\eta_v^g}{\eta_v^b} \cdot \frac{T_{cm}^b}{T_{cm}^g \mu^b} \quad (IV)$$

Подставим числовые значения нашего примера:

$$N_i^g = 58,25 \frac{0,93}{1,06} = 51 \text{ и. л. с.},$$

в процентах:

$$(1 - \frac{103-51}{103}) \cdot 100 = 49,5,$$

т. е. за счет сокращения объема продуктов сгорания потеряно: $56,5 - 49,5 = 7\%$ от бензиновой мощности.

4. При работе на бензине работа трения в двигателе трактора с газогенераторной установкой системы С. И. Декаленкова была равна 15,4 л. с. Работа трения, как известно, мало зависит от нагрузки, а является функцией конструкции и

числа оборотов, давая незначительное снижение при падении P_i ; следовательно, без особой погрешности можно принять, что при работе на газе работа трения была на 10—12% меньше ее значения на бензине, т. е.

$$N_r^g = 0,89 N_r^b = 13,4 \text{ л. с.}$$

Механический к. п. д. двигателя в разбираемом нами примере будет:

$$\eta_m^g = \frac{N_e^g}{N_e^g + N_r^g} = \frac{37,6}{37,6 + 13,4} \approx 0,74.$$

Перепишем окончательно формулу (IV) для мощности на генераторном газе, выраженной через бензиновую мощность:

$$N_e^g = N_i^b \frac{h_u (1-x) \cdot T_{cm}^b \cdot \eta_v^g \cdot \mu^g}{(1 + L_o x) \cdot H_u^b \cdot T_{cm}^g \cdot \eta_v^b \cdot \mu^b} \cdot \eta_m^g \quad (V)$$

Падение механического к. п. д. у бензиновых двигателей, переводимых на генераторный газ, объясняется тем, что в то время как при работе на бензине каждая индикаторная сила отдает работе трения только 0,15 л. с., при работе на генераторном газе отдается уже 0,27 л. с. на индикаторную лошадиную силу-час.

Подводя итоги произведенному анализу причин падения мощности двигателей жидкого топлива при переводе их на генераторный газ, можем сказать, что только 7—8% бензиновой мощности теряется в силу физико-химических свойств смеси генераторного газа с воздухом, и эту потерю мы не можем никакими способами компенсировать. Основную массу теряемой мощности нужно отнести на долю низкой теплотворной способности смеси газа с воздухом и высокой температуры газа. С потерей мощности по этим причинам можно бороться конструктивными улучшениями холодильников и переделкой двигателя.

К детальному разбору этих переделок двигателя мы перейдем во второй части этой статьи.

Наиболее важным фактом, влияющим на газовую мощность двигателя, как видно из разбора, является низкая калорийность смеси газа с воздухом. Кроме того, полезное использование двигателем теплоты газа хуже, чем жидкого топлива, так как температура сгорания газа ниже температуры сгорания жидких топлив. Коэффициент полезного действия большинства тракторных и автомобильных двигателей колеблется в пределах 14—20%, причем меньшие значения относятся к газу, большие — к бензину. Если повысить этот коэффициент для газа до 25—30%, т. е. улучшить теплоиспользование горючего двигателем, то это заметно компенсирует низкую калорийность смеси газа с воздухом, и газовая мощность увеличится, примерно, на 30—40%. Улучшение использования тепла в двигателе достигается в первую очередь повышением степени сжатия.

Разберем этот фактор.

Предел степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе по циклу Отто, определяется, с одной стороны, температурой самовоспламенения смеси паров жидкого топлива с воздухом, а с другой — появлением детонации. В некоторых конструкциях, например двигатель трактора ЧТЗ (Катерпиллер), детонация заставила остановиться на степени сжатия более низкой, чем это допустила бы температура воспламенения горючей смеси в двигателе. В этом отношении генераторный газ дает лучшие против жидкого топлива условия; скорость сгорания смеси газа с воздухом в цилиндре двига-

теля значительно ниже, чем скорость сгорания бензиновой смеси, а наличие в смеси генераторного газа с воздухом до 75% по объему инертных газов (азот + углекислота) делает генераторный газ практически безопасным в смысле детонации, по крайней мере в пределах степеней сжатия 7—10. Таким образом появляется возможность повысить степень сжатия у двигателей тех автомобилей, тракторов и т. п., которые приспособлены для работы на генераторном газе.

Резкое повышение температуры конца сжатия, при повышении степени сжатия, ограничивает и для газа степень сжатия не выше $\Sigma = 7,5-8$, так как появляется опасность преждевременных вспышек. Практика зарубежных стран, где газогенераторные установки распространены, главным образом, на грузовых автомобилях, остановилась именно на этом пределе. За $\Sigma = 7,5-8$ говорят и теоретические подсчеты, хотя в германской литературе имеется отчет об испытаниях грузового автомобиля на газе с $\Sigma = 9$.

Температура конца сжатия для смеси с температурой перед клапаном порядка 45—50°C, при $\Sigma = 7$, будет, примерно,

$$T_c = 770^\circ \text{ абс.},$$

при $\Sigma = 8$

$$T_c = 800^\circ \text{ абс.}$$

И при этой температуре уже могут иметь место преждевременные вспышки.

При $\Sigma = 7$ среднее эффективное давление у двигателей, работающих на генераторном газе, повысится до

$$P_e = 4,3 \text{ кг/см}^2,$$

что составит, в среднем, около 80% от бензиновой мощности. При $\Sigma = 6$

$$P_e = 3,95 \text{ кг/см}^2,$$

или, примерно, 70% от бензиновой мощности (применительно к двигателю трактора Катерпиллер).

Как видно из диаграммы рис. 2, трактор Катерпиллер-60 при испытаниях в полевых условиях, по конкурсу ЦС Автотора, оборудованный газогенераторной установкой ОКБ-8, при работе двигателя на газе с неизменной степенью сжатия ($\Sigma = 3,69$), показал мощность на крюке в 27,2 л. с., а с повышенной до $\Sigma = 5,69$ степенью сжатия мощность на крюке показана уж в 34,6 л. с. При

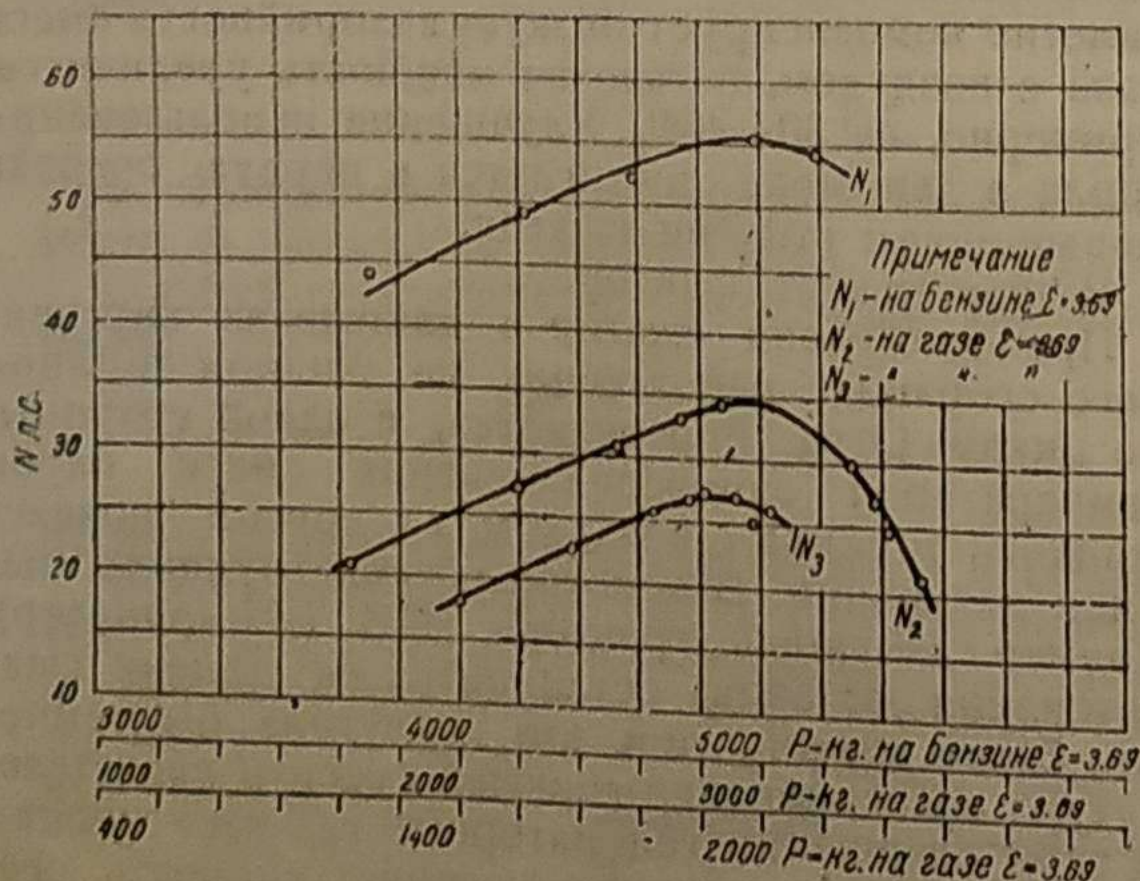


Рис. 2

работе двигателя на бензине II сорта трактор развил на крюке мощность

$$N_k = 55,0 \text{ л. с.}$$

По данным испытаний трактора Катерпиллер-60 в Америке в штате Небраска мощность двигателя на валу — 73,5 л. с. Следовательно, в обстановке конкурса, трактор тратил на самопередвижение около 18,5 л. с. Если, аналогично предыдущим рассуждениям, учесть разницу в буксовании и потери на трение в передаче, получим в случае $\Sigma = 5,69$ мощность на валу двигателя около 50 л. с. (примерно 68% от бензиновой мощности).

По теоретическому подсчету при $\Sigma = 6$ мощность двигателя

$$N_e = 52,5 \text{ л. с.}$$

Такое совпадение расчета с практикой.

$$\begin{aligned} 50 \text{ л. с.} & - \Sigma = 5,69, \\ 52,5 \text{ л. с.} & - \Sigma = 6, \end{aligned}$$

нужно признать удачным. С другой стороны, это совпадение убеждает нас в том, что проектируемое повышение газовой мощности автотракторных двигателей до 80% бензиновой путем повышения степени сжатия до $\Sigma = 7-7,5$, вполне реально, и что остается только скорее проводить его в жизнь.

Конструктивно повышение степени сжатия выполняется легко, без крупных переделок двигателя.

Оно может быть достигнуто у двигателей с цилиндрической камерой сгорания, не имеющих отдельных цилиндрических втулок, как например двигатель трактора ЧТЗ, путем смены обычных поршней на специальные (рис. 3, схема а. Пунктиром показано необходимое изменение поршня). Этот способ хорош тем, что требует изменения только модели поршня. Обработка его может быть произведена на тех же станках, на каких обрабатываются, в условиях массового производства, обычные поршни, не требуя какой-либо переделки станков.

У двигателей, имеющих запрессованные цилиндрические втулки и цилиндрическую форму камеры сгорания, как например трактор СТЗ, повышение Σ может быть достигнуто либо путем замены поршня, либо же путем поднятия вверх цилиндрической гильзы и удлинения шатуна (рис. 3, схема б). Последнее вызовет необходимость изменения регулировки станка, на котором производится обработка головок шатуна; что дешевле и проще в изготовлении, — должны решить производственники, работающие на тракторных, автомобильных и тому подобных заводах.

У двигателей, имеющих камеру сгорания типа Рикардо (рис. 3, схема в), как например Форд, повышение степени сжатия может быть достигнуто путем переделки головки блока цилиндров, примерно, как показано на схеме. При этом потребуется переделка одних только шпильных ящиков, так как габарит головки будет целиком сохранен и целиком сохраняться как порядок обработки, так и станки, на которых обрабатывается неизменная головка двигателя Форд.

Повышение степени сжатия путем переделки головки цилиндра, вообще говоря, более желательно, чем путем изменения поршня, так как во втором случае выступающая часть поршня образует кольцевой формы колодезь, в котором будет скопляться горючая смесь, не участвующая или

почти не участвующая в процессе сгорания на линии $V = \text{const}$. Во всяком случае она будет сгорать позже, что обусловит догорание на линии расширения, снизит величину P_z , ухудшит теплоиспользование и ослабит, в итоге, эффект, какой должно было бы дать повышение степени сжатия. Кроме того, увеличивается вес поршня, вместе с которым увеличиваются силы инерции, и условия работы коленчатого вала, шатуна, а в особенности подшипников как коренных, так и шатунных, нарушаются в худшую сторону. Чтобы исключить влияние увеличенных сил инерции, придется пойти, как в установке ОКБ-8, на замену чугунного поршня алюминиевым. Расход цветных металлов — мало желательное явление и тоже говорит за то, что лучше переделать головку, чем утяжелять поршень. Поэтому не следует при решении вопроса о пути повышения Σ руководствоваться только одними соображениями производственного характера, и может статься, что в зависимости от общей конструкции двигателя, числа оборотов его и т. п. будет в одном случае возможно и достаточно ограничиться только сменой поршня, в другом же будет целесообразнее переделать головку цилиндра.

Только обстоятельная практическая проверка сочетания этих двух факторов — эффективности работы и простоты изготовления — может дать окончательный ответ, по какому пути выгоднее идти.

Повышение степени сжатия, повышая теплоиспользование генераторного газа в двигателе и мощность двигателя, создает, однако, два весьма важных затруднения:

1. Ни одна газогенераторная установка не дает возможности (речь идет об апробированных на конкурсе ЦС Автодора) производить пуск двигателя прямо на газу. Приходится запускать и разогревать двигатель на жидком топливе. При повышенной степени сжатия жидкое топливо детонирует, создавая угрозу целостности двигателя. В памяти людей, близко соприкасающихся с транспортными газогенераторными установками, еще сохранились воспоминания о взрыве автомобильного двигателя, происшедшем в Ленинграде по вине безграмотных механиков, не сумевших справиться с газогенератором и поехавших на бензине, не считаясь с тем, что двигатель имел повышенную степень сжатия.

Опасность детонации жидкого топлива устраняется либо путем применения антидетонационных смесей — например бензол + бензин, — или путем подмешивания к засасываемой смеси жидкого топлива с воздухом отработанных газов, или же выпуском части засосанной смеси из цилиндра как через компрессионные краники, так и при помощи специального кулачка на распределительном валу, открывающем выхлопной клапан на некоторой части хода поршня при такте сжатия.

Можно было бы дать более обстоятельный перечень и подробное описание всех приспособлений, предупреждающих детонацию, но объем статьи не позволяет этого сделать. Можно сказать, что некоторые из указанных выше способов уже проверены и дали хорошие результаты. Добавим к этому, что применение антидетонаторов, вообще дорогих, не скажется резко на снижении экономического эффекта от перевода двигателей на твердое топливо, так как продолжительность работы двигателя на жидком топливе, при раздуве генератора самотягой, не превышает 1,5—2,5 мин.;

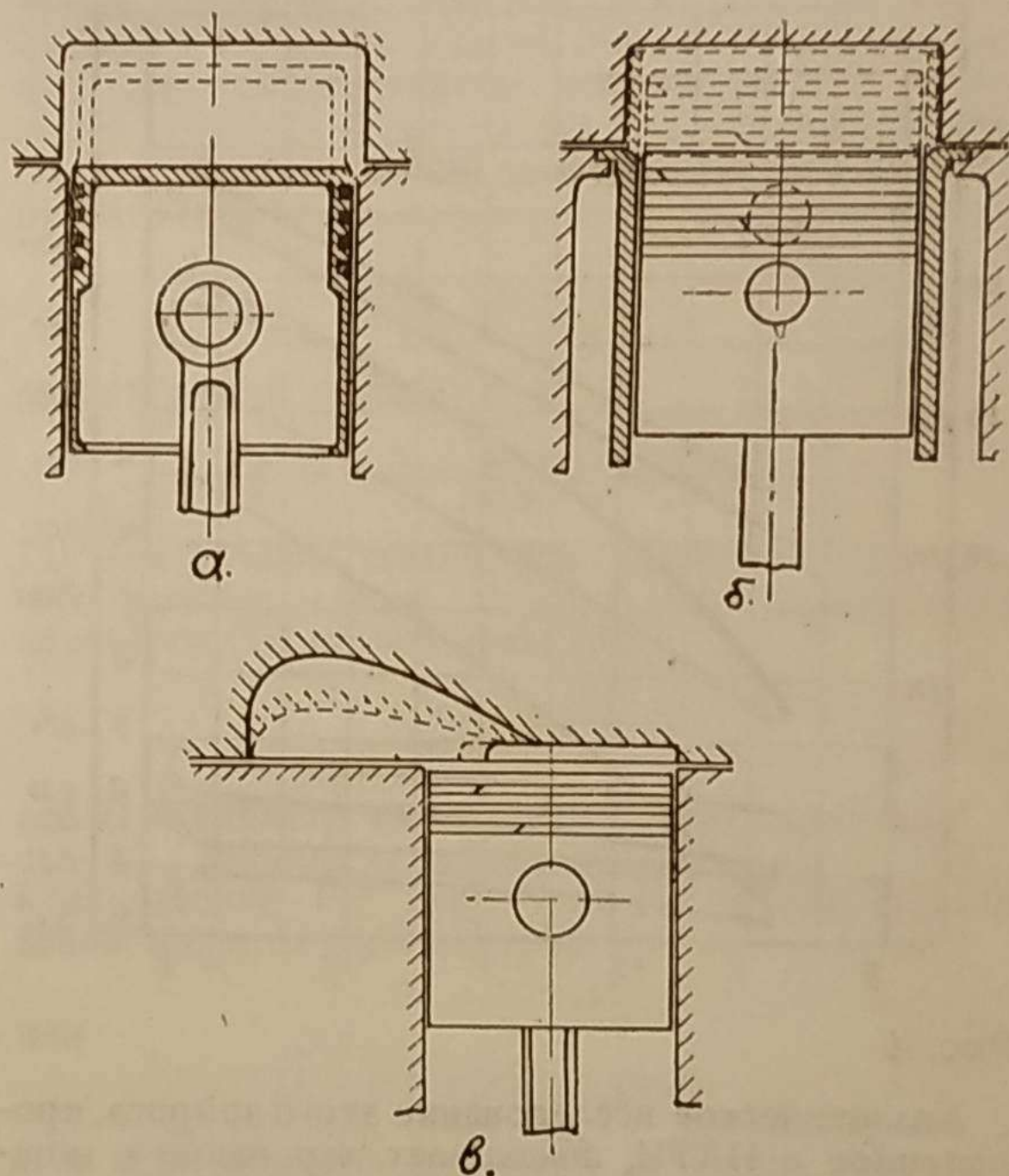


Рис. 3

при раздуве генератора эжектором эта цифра повышается до 10—15 мин. Конечно, возможны и более продолжительные периоды работы двигателя на жидком топливе при переводе на газ. Это может иметь место либо при безграмотном и неряшливом уходе за генератором и двигателем, либо при неисправности хотя бы одного из них. Такие случаи в расчет нельзя принимать; это — исключения, подтверждающие основное положение.

2. Пуск на бензине при $\Sigma = 7$ или 8 требует приложения большой физической силы или навыка со стороны запускающего двигатель механика. Для необладающего этими качествами тракториста это будет вообще неразрешимая задача. Для облегчения пуска двигателя с повышенной степенью сжатия необходимо декомпрессионное устройство, причем это устройство может объединить в себе и антидетонатор и облегчение пуска.

Итак, за счет повышения степени сжатия можно поднять газовую мощность автотракторных двигателей до 80—85% их бензиновой мощности.

Дальнейшее повышение газовой мощности двигателя может идти по следующим путям:

- а) продувка камеры сгорания;
- б) наддув без повышения степени сжатия;
- в) наддув с повышением степени сжатия;
- г) увеличение литража двигателя в соединении с повышением степени сжатия.

Рассмотрим эти пути.

а) Экспериментальных данных по повышению мощности легких автотракторных двигателей на газе путем продувки пространства камеры сгорания у нас нет. Но удачное осуществление продувки и хорошие результаты, полученные при применении продувки камеры сгорания в стационарных газовых двигателях Гюльдера, говорят за то, что этот путь может быть достаточно эффективным.

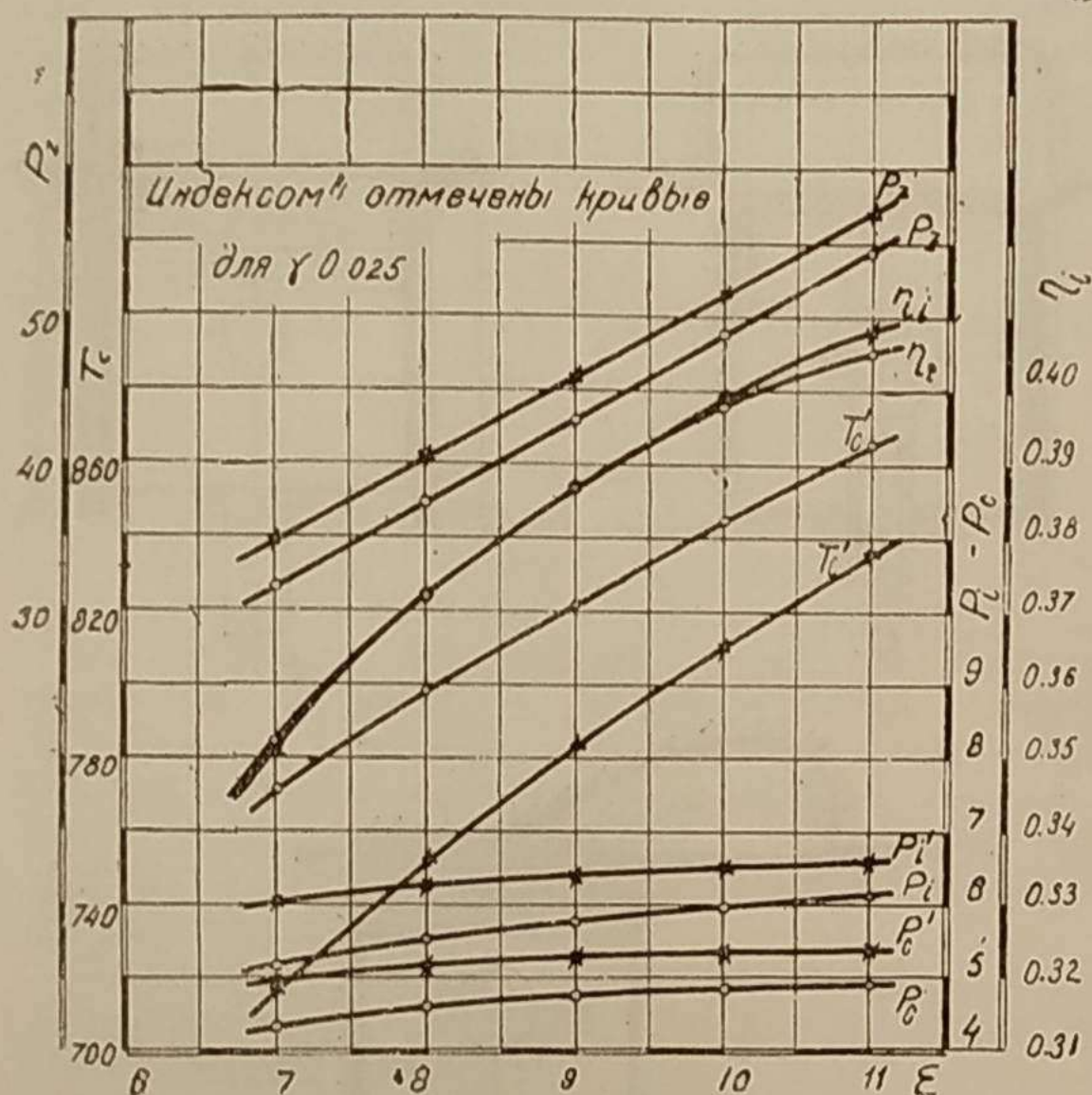


Рис. 4

Аналитическое исследование этого вопроса, проведенное в НАТИ, показывает, что газовую мощность мотора можно поднять до 90% от бензиновой и немного выше 100% керосиновой, применяя продувку камеры сгорания, доводя количество продуктов сгорания в ней до $\gamma \approx 0,025$.

Снижение величины γ понижает температуру начала сжатия T_a , с чем связано понижение температуры конца сжатия T_c , и появляется возможность повысить $\Sigma = 9$ без опасения за возможность появления преждевременных вспышек. Среднее эффективное давление при этом подымется до $P_e = 5,5 \text{ кг/см}^2$.

Однако применению продувки и дальнейшему повышению степени сжатия препятствуют два момента:

1. Применение продувки требует постановки продувочного компрессора и применения сложной конструкции всасывающего клапана, которая позволила бы проводить продувку воздухом, а не рабочей смесью; понадобится и добавочное воздухоподводящее устройство. Если же продувать рабочей смесью, то будет теряться часть смеси и, кроме того, размеры компрессора сильно возрастут, так как через компрессор будет проходить не небольшой объем продувочного воздуха, а весь засасываемый двигателем объем рабочей смеси плюс объем продувки. Это, как видно будет из дальнейшего, сведет к нулю весь эффект продувки.

2. Повышение степени сжатия до $\Sigma = 9$ связано с повышением давления сгорания P_c до 42 кг/см^2 . Если считать, что это теоретическая величина, что сгорание в действительном двигателе происходит не мгновенно, а протекает на известном отрезке времени, и фактическое давление сгорания за счет отхода поршня от верхней мертвой точки будет ниже, т. е. порядка $33\text{--}35 \text{ кг/см}^2$, — то все же она значительно превысит давление P_2 , которое при работе двигателя на бензине при $\Sigma = 3,8\text{--}4,25$ не превышает $24\text{--}28 \text{ кг/см}^2$. Следовательно, условия работы коленчатого вала, шатуна, поршня и т. п. резко ухудшатся.

Эти соображения заставляют отказаться от использования продувки камеры сгорания как

средства повышения газовой мощности тракторных и автомобильных двигателей.

б) Наддув без повышения степени сжатия. Такие эксперименты были поставлены в лаборатории Всесоюзного дизельного института в Ленинграде и описаны в специальной брошюре инж. А. А. Ожиговым, О. С. Амелькиным и З. М. Минкиным (Применение наддува в транспортных газогенераторных установках, ГЭИ, 1932.) В газогенераторном секторе тракторного отдела НАТИ был сделан опыт по наддуву двигателя трактора СТЗ компрессором типа Rutt, взятым от автомобиля Мерседес. Результаты обеих работ показали, что повышение мощности переводимых на газ легких двигателей, без повышения степени сжатия, — неблагоприятная задача. Расход мощности на компрессор так велик, что поглощает целиком весь прирост мощности, полученный в результате наддува. В опытах НАТИ получена максимальная мощность двигателя $N_e = 33,9 \text{ л. с.}$ Мощность, взятая компрессором, $N_{e \text{ компр}} = 11,9 \text{ л. с.}$ Чистая эффективная мощность на шкиве $N_e = 22 \text{ л. с.}$ Тот же двигатель, работая на газе от того же генератора, давал, без наддува, мощность на шкиве $N_e = 20,5 \text{ л. с.}$ Приращение эффективной мощности на $1,5 \text{ л. с.}$ не может служить оправданием для постановки на трактор или автомобиль такой громоздкой и дорогой машины, как компрессор для наддува.

В опытах ВНИДИ были получены несколько лучшие результаты. Нужно оговориться, что эти опыты были проведены в обстановке, которую на тракторе или автомобиле создать невозможно, и потому к ним необходимо подходить критически.

Смешение газа с воздухом начиналось в опытах ВНИДИ перед компрессором, потом сжатая смесь шла в ресивер, где продолжалось перемешивание, и из ресивера попала в двигатель. Ресивер в условиях транспортной установки вряд ли будет применим, и условия работы будут хуже имевшихся в лаборатории.

Генераторный газ, в опытах ВНИДИ, проходя длинный путь через ресивер, где он несколько задерживался, к двигателю, имел возможность охладиться почти до температуры окружающего воздуха, чего в транспортного типа газогенераторной установке достичь чрезвычайно трудно. Оба эти условия несколько повышали действительную мощность испытанного двигателя. На тракторе такой мощности получить не удастся. Заметим мимоходом, что этими условиями и следует объяснить тот факт, что замеренная опытом мощность превосходила, хотя и незначительно, расчетную.

Но несмотря на всю исключительность условий в опытах ВНИДИ, полученные этими опытами результаты не дают оснований опровергнуть высказанное нами положение, что без повышения степени сжатия наддув не рентабелен.

Приводимые нами диаграммы (рис. 5), взятые из названной работы ВНИДИ, ясно говорят, что даже при давлении наддува в $1,4 \text{ ата}$ не было получено полной бензиновой эффективной мощности, хотя фактически мощность двигателя была выше бензиновой. Подсчеты, произведенные т. Ожиговым и другими авторами работы, говорят (стр. 21), что для достижения полной бензиновой мощности нужно полную мощность двигателя на газе довести до 145% от бензиновой, причем давление наддува подымается до $P_{\text{надд}} = 1,7 \text{ ата}$, а мощность, расходуемая на предварительное сжатие

составит 41% от бензиновой. Этот подсчет проделан для 800 об/мин двигателя.

Если мы обратимся к более поздним работам по наддуву, произведенным с авиационными бензиновыми двигателями, то найдем там указания на сильный рост при наддуве термических напряжений в стенках цилиндра и поршня из-за того, что количество тепла, отводимое в охлаждающую воду, возрастает почти пропорционально росту давления наддува. (Сборник „Сгорание и детонация“, Автоавиаиздат, 1933 г. Статья инж. Дмитриевского „Наддув авиационных двигателей как средство увеличения их мощности“.) Это еще раз подтверждает наше мнение, что в условиях транспортной газогенераторной установки не следует применять наддув без повышения степени сжатия, так как, помимо большой механической перегрузки деталей двигателя, увеличится примерно в 1,7 раза количество отводимого через стенки цилиндра в охлаждающую воду тепла. На такую форсировку существующие системы охлаждения не рассчитаны и потому понадобится замена существующих радиаторов более мощными и усиление работы вентиляторов, т. е. в дополнение к компрессору для наддува еще один вид переделки машины.

Наконец, от применения наддува без повышения степени сжатия, для увеличения газовой мощности автотракторных двигателей, нужно отказаться еще и потому, что расход топлива на эффективную силу-час невероятно возрастает, доходя, как в опытах ВНИДИ, до 1,47 кг древесного угля на э. л. с. ч. Этому расходу соответствует эффективный коэффициент полезного действия:

$$\eta_e = 6,7\%.$$

Самый разбитый паровоз даст лучшую экономичность!

в) Совершенно иной результат будет от применения наддува в сочетании с повышением степени сжатия. В этом случае можно ограничиться давлением наддува порядка 1,3—1,25 ата, так как, если повысить степень сжатия двигателя для работы на генераторном газе до $\epsilon = 7$, то до полной бензиновой мощности будет нехватать приблизительно 20% против 45—50%, недостающих при степенях сжатия порядка 3,8—4,25, при которых автотракторные двигатели работают на жидком топливе. Ближе к нормальной будет и термическая напряженность стенок цилиндра, так как повышение теплоотдачи через стенки за счет увеличения количества тепла, вводимого в двигатель при наддуве, отчасти компенсируется обычным при повышении степени сжатия уменьшением количества тепла, отводимого через стенки цилиндра в охлаждающую воду (см. сборник „Сгорание и детонация“, статья инж. Дмитриевского).

По этим соображениям наддув в сочетании с повышением степени сжатия может претендовать на применение для повышения газовой мощности двигателей транспортных машин, хотя он и сохраняет в себе главный недостаток этого способа — компрессор, конструктивное оформление связи которого с двигателем представляет сложную и трудную для разрешения задачу.

г) По сравнению со всеми рассмотренными способами повышения газовой мощности двигателя (сверх того, что обеспечивается повышением степени сжатия) особенно рельефно выделяется своей простотой, конструктивной ясностью и бесспорностью эффекта способ повышения мощности

путем увеличения литража в соединении с увеличенной степенью сжатия. Выше было показано, что увеличение степени сжатия до $\epsilon = 7$ повышает газовую мощность до 80% от бензиновой. Чтобы получить полную бензиновую мощность, нужно литраж двигателя увеличить в отношении:

$$\frac{V_h^2}{V_h^0} = \frac{1}{0,8},$$

откуда новый литраж:

$$V_h^2 = V_h^0 = \frac{1}{0,8} = 1,25 V_h^0.$$

Так как объемы цилиндров относятся, при равных высотах (ходах поршня), как квадраты их диаметров, то можем написать:

$$\frac{V_h^2}{V_h^0} = \frac{D^2}{d^2},$$

где D — диаметр увеличенного цилиндра, d — диаметр нормального цилиндра, или, заменяя V_h^2 через $1,25 V_h^0$ и сокращая в левой части на V_h^0 , получим

$$D = 1,25 d^2$$

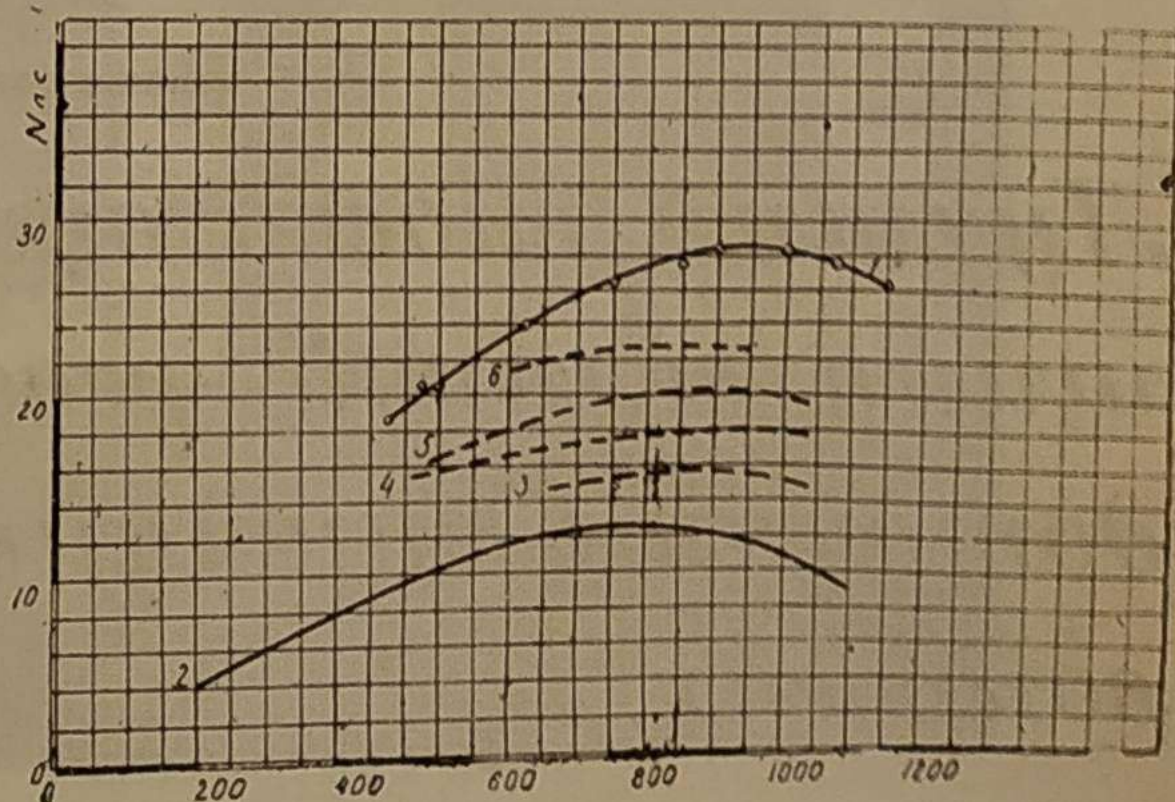
или

$$D = d \sqrt{1,25} \cong 1,12 d,$$

т. е. если диаметр цилиндра двигателя трактора „Интернационал“ (СТЗ) имеет сейчас 115 мм, то чтобы на газе получить ту же максимальную мощность, что и на бензине, нужно увеличить его до 128,6 мм, что возможно достигнуть только сменой цилиндровых втулок.

Опыт НАТИ знает увеличение литража двигателя трактора СТЗ путем постановки новых цилиндровых втулок с диаметром в 127 мм, причем блок цилиндров остался без изменения. Литраж двигателя трактора ЧТЗ может быть увеличен путем смены цилиндров. Хуже обстоит дело с автомобильными двигателями, где увеличение литража в соединении с повышением степени сжатия приводит не только к переделке головки и блока цилиндров, но и к смене коленчатого вала и удлинению картера из-за необходимости раздвинуть оси цилиндров.

Повышение степени сжатия неизбежно связано, в особенности при повышении литража, с устройством декомпрессии, применением антидетонационных смесей или приспособлений и т. д.



Все это вместе взятое говорит за то, что приспособление существующих двигателей для работы на газе, с устройством приспособлений для повышения мощности и т. п., связано с рядом трудностей, и потому гораздо проще проектировать и строить новый двигатель, ориентируя его на существующее оборудование.

Но новый двигатель сразу не создашь. Его нужно построить, опробовать и еще один-два раза переделать. Только тогда он будет годен для массового производства. Поэтому, наряду с работами над созданием нового специального газового двигателя, необходимо продолжать форсированными темпами работы по конструктивным изменениям находящихся сейчас в массовом производстве стандартных автотракторных двигателей, которые на ближайшие годы останутся основными типами автотракторных двигателей для приспособления их к работе на газе.

Перечисленные выше пути повышения мощности автотракторных двигателей на генераторном газе разрешают в основном проблему сохранения мощности при переводе легкого транспорта с жидкого на твердое топливо. Но остаются неустраненными трудности пуска и неизбежность работы на жидком топливе в период запуска двигателя до перевода на газ и связанная с ней опасность детонации.

Эти неудобства устраняются целиком в газовом дизеле, схема которого, предложенная автором этой статьи, явилась результатом почти двухлетнего теоретического исследования вопроса и изучения имеющегося описания работ, производившихся в свое время Рудольфом Дизелем.

Газовый дизель, как показывают теоретические расчеты, обещает дать среднее эффективное давление P_e порядка 8 кг/см² и даже больше, в зависимости от способа ввода воздуха и газа в цилиндр двигателя, чем превзойдет по удельной мощности существующие автотракторные двигатели (карбюраторные и дизели) в 1,3—1,5 раза, давая экономический эффект до $\eta_e = 0,32$, если считать по отношению к использованию тепловой энергии газа, или $\eta_e = 0,25—0,26$, если считать по отношению к твердому топливу. Не приходится доказывать, что экономический эффект от применения газового дизеля на транспорте будет огромен. При наличии двигателя, работающего на бросовом топливе и по мощности не только не уступающего, но даже превосходящего существующие двигатели жидкого топлива того же литража, экономия на топливе

достигнет десятков миллионов рублей в год. Являясь именно таким двигателем, газовый дизель представит собой радикальное решение проблемы мощности в общей проблеме газификации транспорта.

Пуск газового дизеля в ход будет легко осуществляться постоянно имеющимся в наличии запасом сжатого воздуха, который будет пополняться компрессором, составляющим конструктивную часть двигателя; это дает газовому дизелю еще одно преимущество перед газовым двигателем обычного типа.

Но как бы хорошо не был исследован теоретически газовый дизель, его еще нужно строить, и так как опыта по такому дизелю нет вообще, то остается бесспорным, что первый опытный образец еще не станет массовой моделью, и потребуются несколько лет напряженной теоретической, конструкторской и экспериментальной работы, пока газовый дизель станет промышленной машиной.

Газификация транспорта — проблема, актуальность которой становится очевидной с каждым днем. Для нас совершенно очевидна перспектива ближайшего будущего, когда самые заядлые патриоты жидкого топлива, подстегиваемые простоем машин из-за нехватки этого самого жидкого топлива, будут торопить постройку генераторов, хотя бы снабженные ими машины теряли даже половину своей мощности. Потребности хозяйства заставят мириться, на первых порах по крайней мере, с падением мощности, если мы не подготовим к этому уже близкому периоду газовый двигатель, обладающий мощностью бензинового или керосинового двигателя при тех же установочных габаритах.

Чтобы не быть захваченными врасплох, мы должны начать сейчас, сегодня же работу над газовым двигателем, поскольку здесь уже есть опыт, известны пути и задача, очевидно, разрешима.

Но, работая над газовым двигателем цикла Отто, мы должны одновременно работать и над газовым дизелем, памятуя, что удачное осуществление проблемы газового дизеля снимет все затруднения, имеющиеся в эксплуатации газового двигателя цикла Отто, и полностью освободит газифицированную часть моторного транспорта от жидкого топлива.

До разрешения же проблемы газового дизеля единственный путь — газовый двигатель цикла Отто, и по этому пути надо идти.

Лучший способ отпраздновать годовщину великой революции — это сосредоточить внимание на ее нерешенных вопросах.

ЛЕНИН

Газогенераторные работы в институте

Тракторная газогенераторная установка на катере

Работы института по газогенераторным установкам автотракторного типа можно разделить на два периода. Первый период, охватывающий 1931—1932 гг., — период накопления опыта, период выбора типа газогенераторной установки. Второй период, 1933—1934 гг., — период производственного освоения выбранной конструкции и приспособления двигателя для работы на газе.

1932 г. был итоговым годом в отношении оценки работоспособности всех советских газогенераторных установок на тракторах. В течение этого года ЦС Автодора организовал большую работу по конкурсным испытаниям газогенера-

торных работки того или другого узла установки.

Это вполне справедливое положение вынуждало сделать практический вывод для дальнейших работ в этой области: по-серьезному переключиться на доводку выбранного относительно работоспособного типа установки, не увлекаясь созданием новых типов.

Второй вывод, к которому привел конкурс: нет и не будет конкурентно-способной автотракторной машины на газе без соответствующего приспособления двигателя.

Учтя опыт предыдущих лет и изложенные выше выводы конкурса, НАТИ



Рис. 1

торных тракторов. Испытания были проведены НАТИ.

Результаты испытаний показали, что все установки, участвовавшие в конкурсе (НАТИ В-3, Декаленкова НКЛ, проф. Наумова ОКБ-8 и снятая с испытаний установка проф. Н. С. Ветчинкина), имели целый ряд недостатков и ни одна из них не могла быть рекомендована для серийного или массового производства.

Испытания эти показали также, что отрицательные и положительные особенности той или другой конструкции не есть особенности этой конструкции как типа, а есть результат степени про-

весь 1933 г. работал над одной газогенераторной установкой и для одного двигателя (установка НАТИ-3, двигатель ХТЗ).

Результаты единой целеустремленности коллектива и удара в одном направлении не замедлили сказаться.

Эти результаты, а равно и описание годовой технически ценной работы и излагаются нами в нижепомещенной статье.

Необходимо отметить, что в текущем году институт осваивает тот же тип установки на тракторе ЧТЗ и на мотовозах с двигателем ЧТЗ.

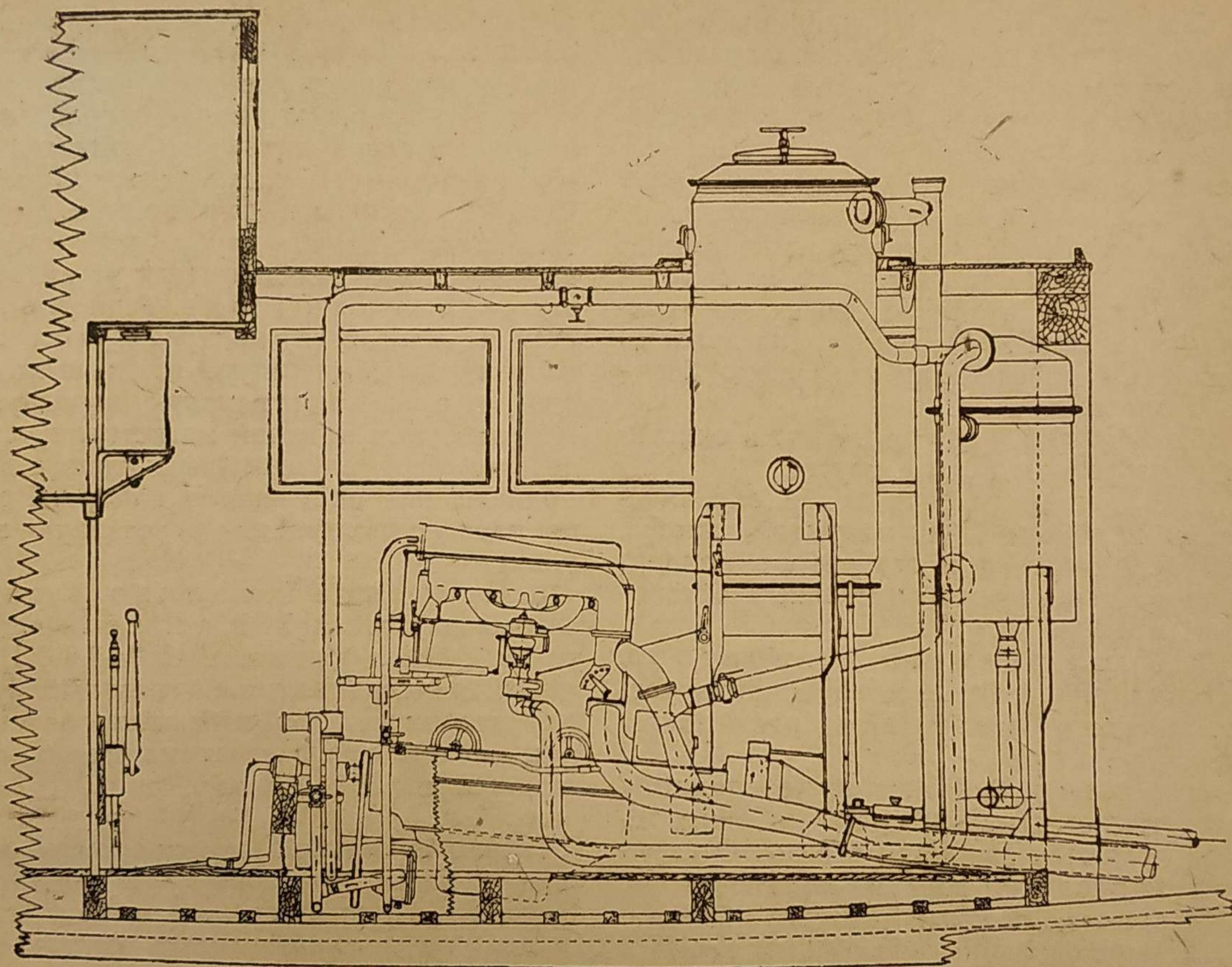


Рис. 2. Разрез катера по оси (вид с левой стороны)

I. Принципиальная схема газогенераторного катера

В качестве опытного катера выбран буксирный винтовой катер серийного производства Московской судостроительной фабрики с двигателем ХТЗ 30 л. с., приспособленным для работы на газе. Размеры катера: 10 м длина и 2,5 м ширина (рис. 1).

Газогенераторная установка принята по типу НАТИ-3 — тракторной модели.

Установка на катере состоит из следующих частей:

1. Генератор.
2. Очиститель и охладитель газа (водяной).
3. Приспособление для розжига.
4. Водяная помпа и привод.
5. Редукционный клапан.
6. Водяной фильтр.

В качестве топлива для газогенератора берутся дрова или отходы разных пород, влажностью не выше 20—25%, с размером чурок $60 \times 60 \times 40$ мм.

II. Компановка газогенераторной установки на катере (рис. 1 и 2)

Газогенераторный катер 1933 г.

Вся газогенераторная установка помещается в машинном отделении, расположенном в средней части корпуса катера.

1. Газогенератор монтируется на стойках над реверсивной муфтой. Высота подъема его выбрана с таким расчетом, чтобы имелась возможность производить монтаж и ремонт муфты. Верхней своей частью (загрузочным люком и воздушными лючками) генератор выходит над тентом. Такое положение генератора выгодно тем, что выходящие из генератора газы и продукты горения во время его розжига и догрузки и выходящие газы из воздушных люков во время остановки мотора не отравляют обслуживающего персонала в машинном отделении.

2. Очиститель расположен по осевой линии катера между генератором и буксирной аркой. Крепится он на трех стойках на высоте 500 мм от ватерлинии. Благодаря такому подъему очистителя вода из него сливается в реку самотеком. Таким образом нет нужды для откачки воды ставить специальные помпы. Высота 500 мм взята из соображений почти двойного запаса: разрежение в системе после очистителя при нормальной работе картера равно 300—350 мм вод. ст.

Из генератора газ поступает в очиститель по 2,5-дюймовой трубе.

Над тентом газовая труба оканчивается пробкой. При открытой пробке процесс горения в генераторе поддерживается во время длительных остановок мотора.

3. Узел розжига генератора. На выхлопной трубе мотора монтируется эжектор, служащий для розжига генератора.

Эжектор. Работает он по принципу газоструйных инжекторов. Рабочим телом являются выхлопные газы. Отсасываются продукты горения из генератора.

Продолжительность розжига—15 мин.

Для направления выхлопных газов в эжектор в тройнике поставлена заслонка, каковая при нормальной работе мотора заклинивается в открытом положении. По окончании розжига генератор отделяется от выхлопного трубопровода специально поставленным краном.

Розжиг самотягой происходит при открытом грузочном и зольниковом люке. Продолжительность розжига 30 мин. За применение этого способа розжига говорит экономия жидкого топлива, так как операции по просмотру мотора и по его заправке продолжают не меньше, чем самый розжиг, и по времени могут быть совмещены с ним. Все основные трубопроводы расположены с левой стороны катера.

4. Питание установки и мотора водой. Из реки вода поступает через обратный клапан в фильтр, где и очищается. Клапан расположен с правой стороны катера. Из фильтра вода направляется в шестеренчатую помпу, которой и подается под напором около 12 м вод. ст. в очиститель, в двигатель и в выхлопную трубу. По лабораторным данным напор, требующийся для распы-

ливания воды в очистителе, составляет около 8 м вод. ст. Помпа помещается на кронштейнах под передней частью мотора, от коленчатого вала которого она и приводится в движение нормальным вентиляторным ремнем от автомобиля ГАЗ. Регулировка подачи воды в очиститель и выхлопную трубу достигается кранами. Кран для двигателя устанавливается на выходной трубе. Тепловое состояние двигателя контролируется механиком по температуре воды, выходящей из рубашки в сливную воронку.

В напорной водяной магистрали устанавливается редукционный клапан для поддержания постоянства напора. Вода из клапана поступает в сливную воронку.

5. Пусковое топливо. Степень сжатия двигателя ХТЗ, устанавливаемого на катере, повышена до $\epsilon=5,65$. При такой степени сжатия нормальный бензин детонирует. Во избежание детонации мотор запускается на смеси, состоящей из 30% бензола и 70% бензина.

Пусковое топливо помещается в водяном бачке трактора ХТЗ (емкость бачка 30 л, или 23 кг), который монтируется на передней стенке отделения. Заливка бачка топливом происходит из помещения рубки, для чего крышка сидения рулевого снимается.

6. Нормальное топливо (дрова). При указанном выше размере чурок и их влажности:

- а) на катере размещается 560 кг дров
- б) в генератор засыпается 52 „ „

Всего 612 кг

Данное топливо обеспечивает работу катера под нагрузкой в течение 16,5 час., при эксплуатационном расходе в 37 кг на 1 час. работы катера.

Примечание. Цифры получены при испытании катера на Москве-реке.

7. Электрооборудование для освещения катера. Для освещения катера устанавливается динамо завода АТЭ тракторного типа (СТЗ, ХТЗ). Динамо смонтировано на регуляторной коробке и приводится в движение от вала магнето посредством ремня и двух шкивов.

Число световых точек 7, из них: одновременно работающих нормально — 3, максимально — 4.

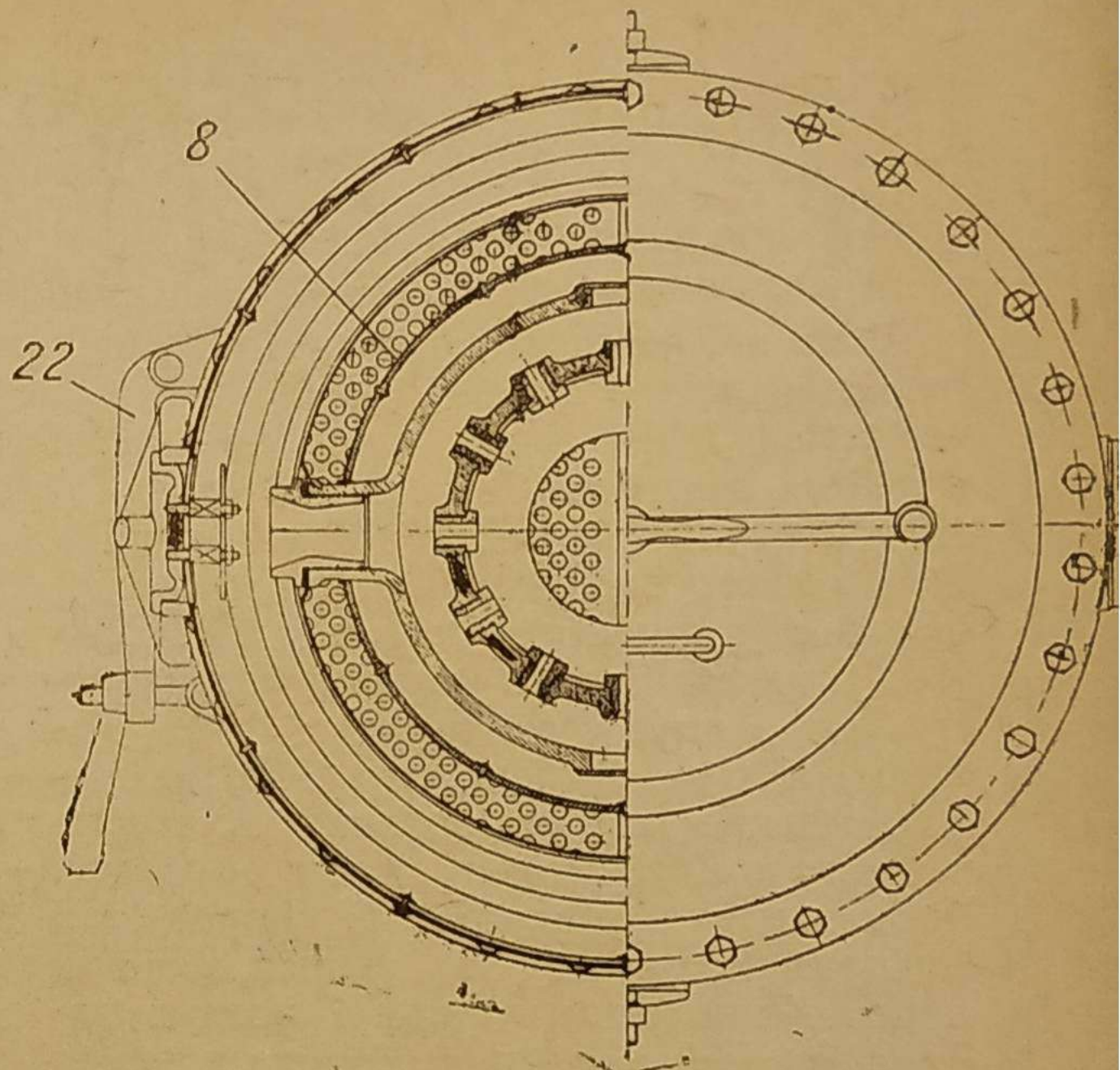
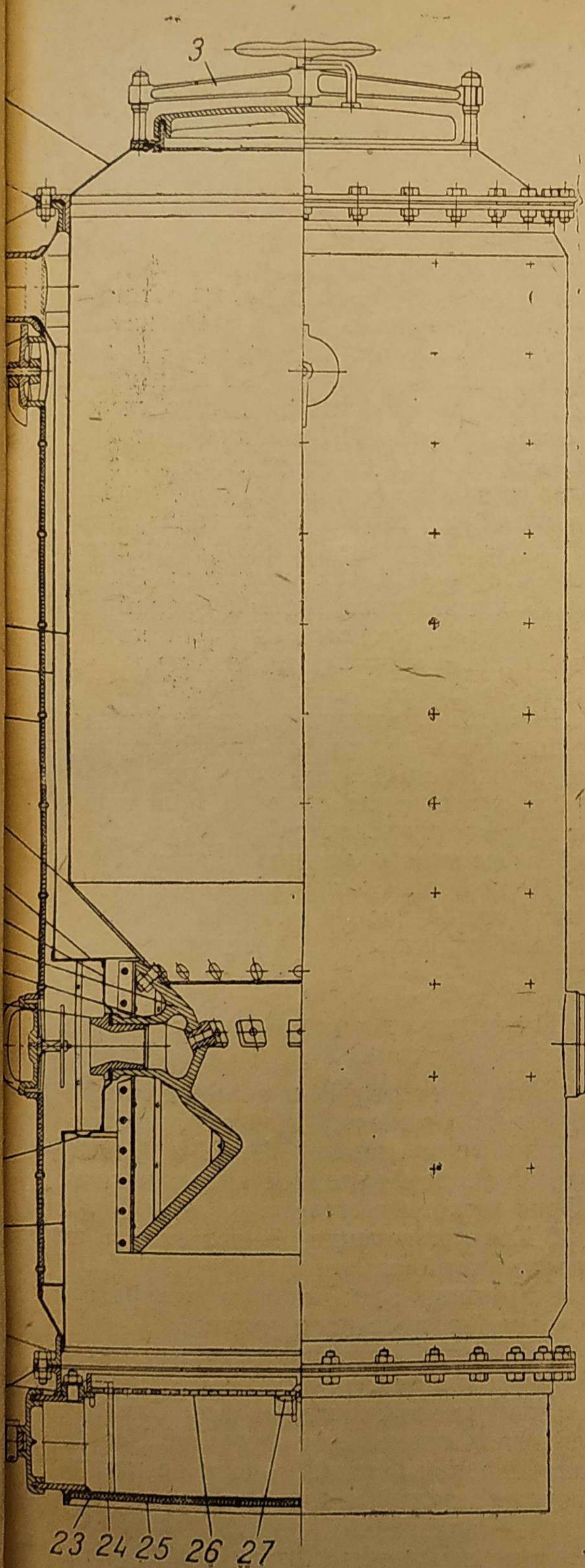


Рис. 3

III. Конструкция основных узлов

1. Газогенератор (рис. 3)

Принципиальная схема газогенератора НАТИ-3 взята с французского образца «Имберт-Дитрих».

Характерной особенностью этой схемы является:

1. Усиленный подогрев воздуха (до $(350-400^\circ)$).

2. Подогрев зоны сухой перегонки в бункере.

3. Применение металлической камеры горения.

4. Применение фурменной подачи воздуха в зону горения.

5. Применение высоких напряжений в зоне горения ($700-1\,000\text{ кг/м}^2\text{-час}$).

Все эти особенности дают возможность в генераторе НАТИ-3 газифицировать топливо сравнительно высокой влажности (до 25%) и иметь бессмольный газ.

Тракторная модель газогенератора НАТИ-3 при длительной экспериментальной проверке ее в лаборатории показала вполне удовлетворительные результаты.

Указанная модель генератора подверглась конструктивной переделке и усовершенствованию в соответствии с условиями и требованиями работы ее на катере.

а) Конструкция генератора, испытанного на опытном ка-тере

Основными частями генератора являются три кожуха.

Бункер, представляющий собой внутренний кожух, имеет форму цилиндра 1. В верхней своей части он заканчивается конусом 2, на котором покоится запрузочный люк 3. В нижней части бункер оканчивается также конусом 4 с углом образующей в 45° . Данный угол выбран из условий беспрепятственного опускания топлива в зону горения. К конусу крепится на болтах металлическая камера горения 5, соединенная с внутренним кожухом двумя бронзовыми футорками 6. Через эти футорки, кольцевой воздушный сборник и через двенадцать фурм 7 воздух поступает в зону горения. Камера горения окружена изоляционным (асбестовым) капотом 8 для возможно большего сохранения тепла в зоне горения и восстановления. К верхней части цилиндра бункера приварен фланец 9, которым в основном и поддерживается вес всего бункера.

Средний кожух состоит из трех цилиндров разных размеров 10, 11, 12, соединенных между собой двумя кольцевыми пластинами 13, 14. В верхней и нижней своей части кожух приваривается к наружному кожуху.

Конструкция соединения трех цилиндров данного кожуха обеспечивает надежность его нижнего сварочного шва, так как в результате работы сил температурных деформаций имеется полная возможность «игры» всех цилиндров относительно друг друга.

Указанной конструкцией внутреннего кожуха газогенератор НАТИ-3 выгодно отличается от французской модели.

Наружный кожух также представляет собой цилиндр 15, с внутренней стороны покрытый листовым 3-мм асбестом для уменьшения лучеиспускания. Это утепление необходимо для уменьшения температуры в машинном отделении катера и для лучшего подогрева воздуха, идущего в генератор, а равно и для лучшего подогрева топлива в бункере.

К верхней части наружный кожух несет патрубков выхода газа 16 и два воздушных лючка 17, в нижней — два люч-

ка для розжига генератора 18. Кроме того, по концам кожуха расположены два фланца из углового железа 19, 20, которыми он сопрягается с бункером и зольником.

Зольник сверху имеет фланец крепления 21, сбоку зольниковый люк 22. Дно зольника 23 с наружной стороны утеплено 5-мм листовым асбестом 24. Асбест поддерживается миллиметровым листовым железом 25, прихваченным в нескольких точках к сварочному шву. Кроме того, в зольнике же помещается решетка 26 из 5-мм листового железа с отверстиями в 10 мм в диаметре.

Решетка состоит из двух половин, одна из которых жестко укреплена на кронштейнах, другая на двух шарнирах 27, расположенных по центральной линии генератора, и может вращаться. Защелка 28, являющаяся третьей опорой для этой части решетки, в нужный момент отводится в сторону, давая ей возможность упасть на дно зольника.

Принятая конструкция решетки дает возможность разгружать генератор через зольниковый люк.

Для уменьшения прогиба подвижной части решетки имеются сверху и снизу ребра жесткости из полосового железа. Кроме того, для этой же цели под неподвижной частью решетки подложена балочка, приваренная к стенкам зольника.

б) Материал основных деталей

1. Все три кожуха и зольник генератора изготавливаются из 2-мм листового железа, кроме деталей 23, 12 и 4, каковые из условий прочности делаются из 2,5-мм листового железа.

2. Камера горения 5 отливается из углеродистой стали.

3. Крышки всех лючков генератора отливаются из серого чугуна.

4. Фурмы 7 вытачиваются из хромоникелевой стали.

Ответственной деталью всего генератора является камера сгорания. Мы остановились в первой модели на камере из углеродистой стали, так как относительная надежность работы такой камеры не вызывает сомнений.

Наиболее надежными в работе будут камеры из специальных жаростойких чугунов. В качестве примера можно указать на чугуны Орско-Халиловского ме-

сторождения на Нижней Волге¹. Отливки из этих чугунов имеют повышенную антикоррозийность и жаростойкость против нормальных благодаря содержанию в руде хрома и никеля.

Химический состав отливок из этих чугунов (в %):

C = 0,69 — 0,81	Cr = 0,21 — 0,79
Si = 2,1 — 2,73	Mn = 0,45 — 0,76
Ni = 0,11 — 0,39	S = 0,042 — 0,107
P = 0,14 — 0,205	

Вторым примером может служить алюминиевый чугун (чугаль)². Отливки из чугуна обладают лучшей жаростойкостью, чем импортный нихром. Объясняется это тем, что алюмо-оксидная пленка его, имеющая температуру плавления выше 2 000° и плотно пристающая к основному металлу, препятствует диффузии кислорода внутрь металла при высоких температурах нагрева. По своим качествам жаростойкости чугуль может заменить нихром и хромо-никелевую сталь.

Начало размягчения чугуна — 1 250—1 280°.

Температура плавления — 1 320° (для чугуна 1 250).

Нормальная жаростойкость — 1 150—1 200°.

При длительном нагреве до 1 250° чугуль не дает отстающей окалины.

Химический состав отливок (в %):

C = 2,0	S — норма
Si = 1,5	P — норма
Mn = 0,15	Al = 20,0 — 25,0

Удельный вес = 5,6.

Необходимо отметить, что французы отливают подобные камеры сгорания из легированной стали. Завод «Серп и молот» (Москва) предлагает для камер сталь марки ФФ-128 (тип легированной стали) следующего состава (в процентах):

C = 1,6 — 0,9	Cr = 27,0 — 30,0
Si = 1,0 — 1,5	Ni = 2,5 — 3,0
Mn = 0,5 — 1,5	S = не более 0,5
	P = » » 0,05

Из всего сказанного видно, что вопрос о выборе материала для камер сгорания является вопросом нерешенным. Только длительная работа газогенератора в условиях эксплуатации с разными камерами и экономика вопроса окончательно предрешат этот выбор.

¹ Журнал «Лигейное дело» № 1—3, за 1933 г., статья инж. Некрытого.

² Чугаль «Новости техники», 1934, январь, № 1—2, стр. 9 и июль, № 67, стр. 4 (Раб. техноотдела НАТИ).

в) Характеристика генератора НАТИ-3

1. Тип по роду топлива дровяной
2. Топливо дрова разных пород с разм. чурок 60 × 60 × 40 мм и влажн. до 25%
3. Процесс горения обратный
4. Форма цилиндрическая
5. Габаритные размеры:

высота	1550 мм
диаметр	560 »
6. Диаметр камеры горения

в зоне окисления . . .	220 мм
в месте сужения . . .	136 »
7. Диаметр фурм 8 мм
8. Число фурм 12 шт.
9. Высота активной зоны от уровня фурм до решетки 365 мм
10. Диаметр загрузочн. люка 300 »
11. Размер зольник. люка 90 × 120 »
12. Диаметр воздушных (2) лючков 2 1/2 дюйма
13. Объем бункера (цилиндр. части и верхн. конуса) 170 л
14. Вес загружаемых в бункер дров при насыпн. весе дров в 360 кг/м³ 52 кг
15. Объем активной зоны 23,5 л
16. Вес древесного угля, загружаемого в активную зону 5,20 кг
17. Расчетное напряжение в зоне горения (плоск. фурм) 880 кг/м² час
13. Вес газогенерат. (сухой) 204 кг

2. Очиститель НАТИ-6 (рис. 4)

а) Конструкция. Очиститель НАТИ-6 представляет собой цилиндр, разделенный на две части: 1) нижняя часть — корпус очистителя 1, 2) верхняя часть — головка 2. В корпусе очистителя на кронштейнах свободно лежит решетка 3, имеющая отверстия диам. 8 мм. На решетке помещается кокс на 400 мм по высоте. В дно корпуса заварен штуцер 4. Через этот штуцер и спускную трубу вода из очистителя возвращается в реку. В нижней части корпуса приварен газоподводящий патрубок 5 и смонтировано водомерное стекло 6. В верхней (под углом 180°) — два смотровых окошечка 7 для наблюдения за работой распылителя. К окошечкам примыкает фланец 8, которым крепится корпус с головкой.

Головка очистителя заканчивается конической крышкой 9, к которой приваривается газоотводящий патрубок 10 и патрубок, подводящий воду, 11. Последний оканчивается 1 1/4" угольником 12, в который завернут распылитель воды типа Кертинга. Распылитель состоит из

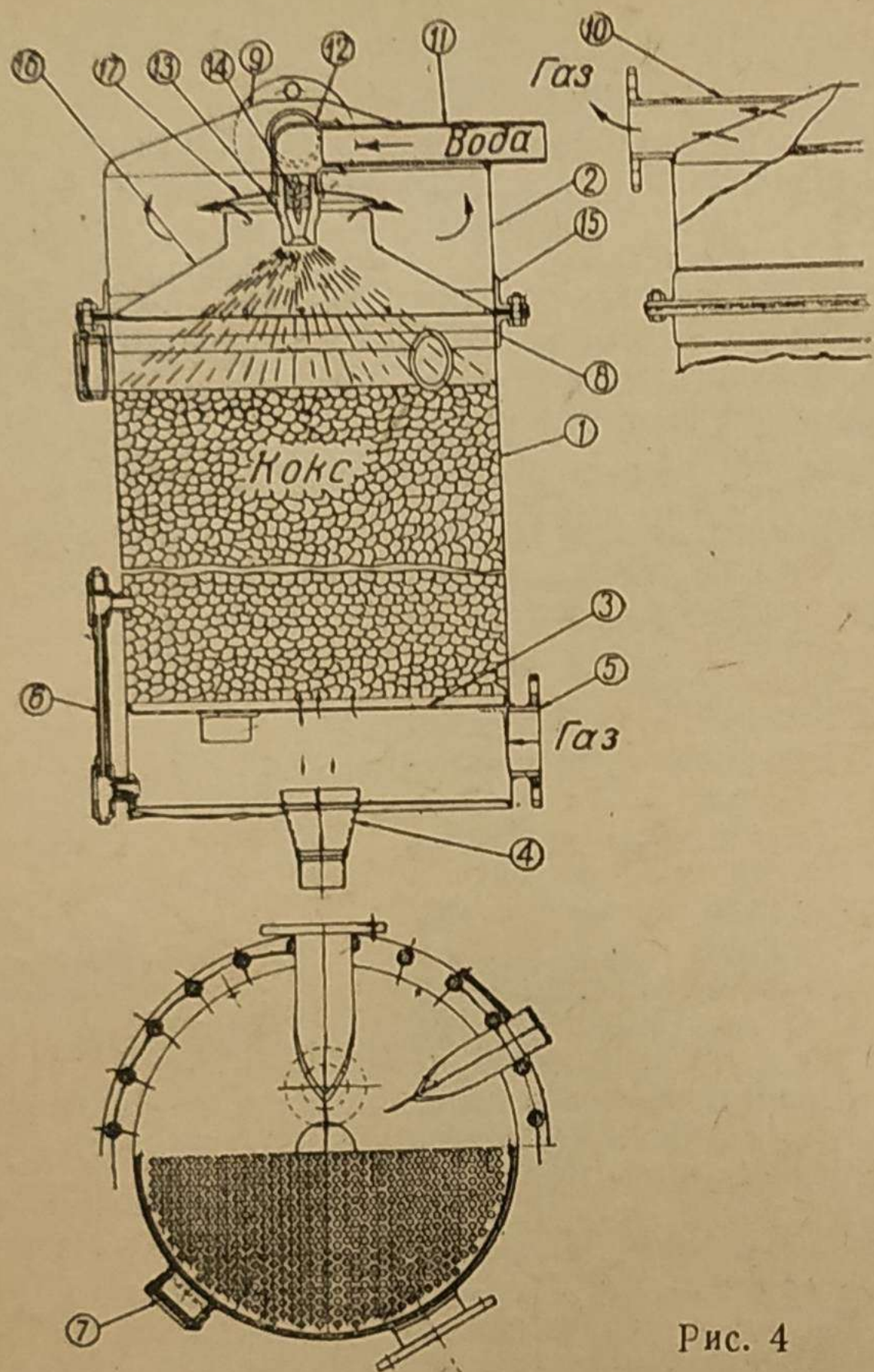


Рис. 4

бронзового корпуса 13 и двухходового червяка 14. Фланцем 15 головка сопрягается с корпусом очистителя.

Между фланцами корпуса и головки очистителя зажат корпус осушителя газа 16. Сферическая крышка осушителя 17 помещена между угольником подводящего воду патрубка и корпусом распылителя. В корпусе осушителя имеется шесть 3-мм отверстий, через которые выпавшая из газа вода возвращается обратно в очиститель.

б) Основной материал. Корпус, головка и осушитель газа изготавливаются из 2-мм листового железа.

в) Работа очистителя. Войдя по газоподводящему патрубку в очиститель, газ встречает здесь дождевой поток отработавшей воды и частично охлаждается. Здесь же он освобождается от крупных частичек пыли благодаря резкому падению своей скорости. Затем он поступает в межкоксовое пространство, поднимается кверху, встречая на своем путидвигающийся сверху водяной поток. Охладившись и очистившись от загрязнителей, газ выходит из слоя кокса и заполняет внутреннее пространство водяного конуса, образуемо-

го распылителем (угол конуса — 100°). Прорвавшись через водяную завесу и окончательно охладившись, он попадает в осушитель газа. Осушка газа от взвешенных в нем водяных частиц происходит таким образом: из горловины 16 газ принужден выходить через щель в 7—8 мм, образуемую горловиной в сферической крышке 17. В этой щели частички газа и капли воды приобретают скорость порядка 8—10 м в направлении касательной к краю крышки. По выходе из щели газ сразу теряет скорость и начинает двигаться в другом направлении. Частички же воды, имея массу значительно большую массы газа, продолжают двигаться в прежнем направлении и ударяются о стенку головки очистителя. Часть капель отразится от стенки, другая часть стечет по ней вниз. Отделившаяся таким образом от газа вода через 3-мм отверстия в корпусе осушителя 16 возвращается обратно в очиститель. Газ же через газоотводящий патрубок 10 уходит из очистителя.

г) Основные данные по очистителю НАТИ-6:

1. Габаритные размеры:

высота 980 мм
диаметр 400 »

2. Вес очистителя (сухой) 42 кг

3. Вес кокса в очистителе 30 «

4. Высота слоя кокса над решеткой 400 мм

5. Охлаждающая и очищающая поверхность кокса 4 м²

3. Приспособление двигателя ХТЗ для работы его на газовом топливе

Продолжительным опытом и за границей и у нас в Союзе установлено, что все газогенераторные установки в условиях эксплуатационной работы дают газ со средней теплотворной способностью от 1 000 до 1 200 кал/м³.

Надо также считать установленным, что все двигатели автотракторного типа (специально неприспособленные) при работе на газе указанной теплотворной способности теряют мощность: 30—40% от керосиновой мощности и 40—60% от бензиновой мощности.

Способов повышения мощности двигателя при работе его на газе существует несколько. К числу этих способов надо отнести: 1) увеличение степени сжатия, 2) увеличение литража двигателя, 3) увеличение времени сечения всасывающего клапана, 4) наддув у пр.

Применение наддува связано с постановкой нового агрегата, капризного в эксплуатации и дорогого в изготовлении.

Увеличение литража и времени сечения клапанов двигателя требует довольно значительной переделки последнего.

Мы стали на путь более простой и в наших условиях легко осуществимый: для увеличения мощности нами запроектирован новый удлиненный поршень при котором степень сжатия двигателя доведена до $\epsilon = 5,65$ (нормально $\epsilon = 4,25$). Удлинение поршня, считая от центра отверстия для пальца, составляет $95,6 - 73 = 22,6$ мм. Длина юбки оставлена прежней. Палец и поршневые кольца также остаются нормальными.

Величина степени сжатия $\epsilon = 5,65$ выбрана из соображений возможности пуска двигателя без особых на то приспособлений.

Кроме поршня переконструированию подвергся выхлопной и всасывающий коллектор. Газовое топливо не требует подогрева, а поэтому всасывающий трубопровод отделен от выхлопного. Конструктивное оформление их отчетливо видно на чертеже общей компоновки узла питания (рис. 5).

К числу новых деталей двигателя надо отнести специально запроектирован-

ный газовый смеситель (изображенный на рис. 6) и другие мелкие детали.

К смесителю крепится нормальный энсайновский карбюратор (без водяной камеры) для пуска двигателя на жидком топливе.

Работа смесителя. Газ поступает в смеситель по патрубку 1, центрально расположенному своим верхним концом в воздушной камере смесителя 2. Воздух же входит в эту камеру по патрубку 3 по касательной, получая вращательное движение. Выходя из камеры через щелевое сечение, он продолжает вращаться, перемешиваясь с газом. Так образуется газовая смесь.

Смеситель имеет три заслонки: заслонка 4 связана с регулятором двигателя. Заслонка 5 отделяет газогенераторную установку от двигателя в момент работы последнего на жидком топливе. Заслонка 6 является воздушной заслонкой.

4. Регулировка двигателя (рис. 5 и 2)

При нормальной работе катера постоянство числа оборотов мотора поддерживается регулятором. Последний связан с дроссельной заслонкой смесителя 4 помощью двух поводков 1, 2 и тяги 3 (рис. 5).

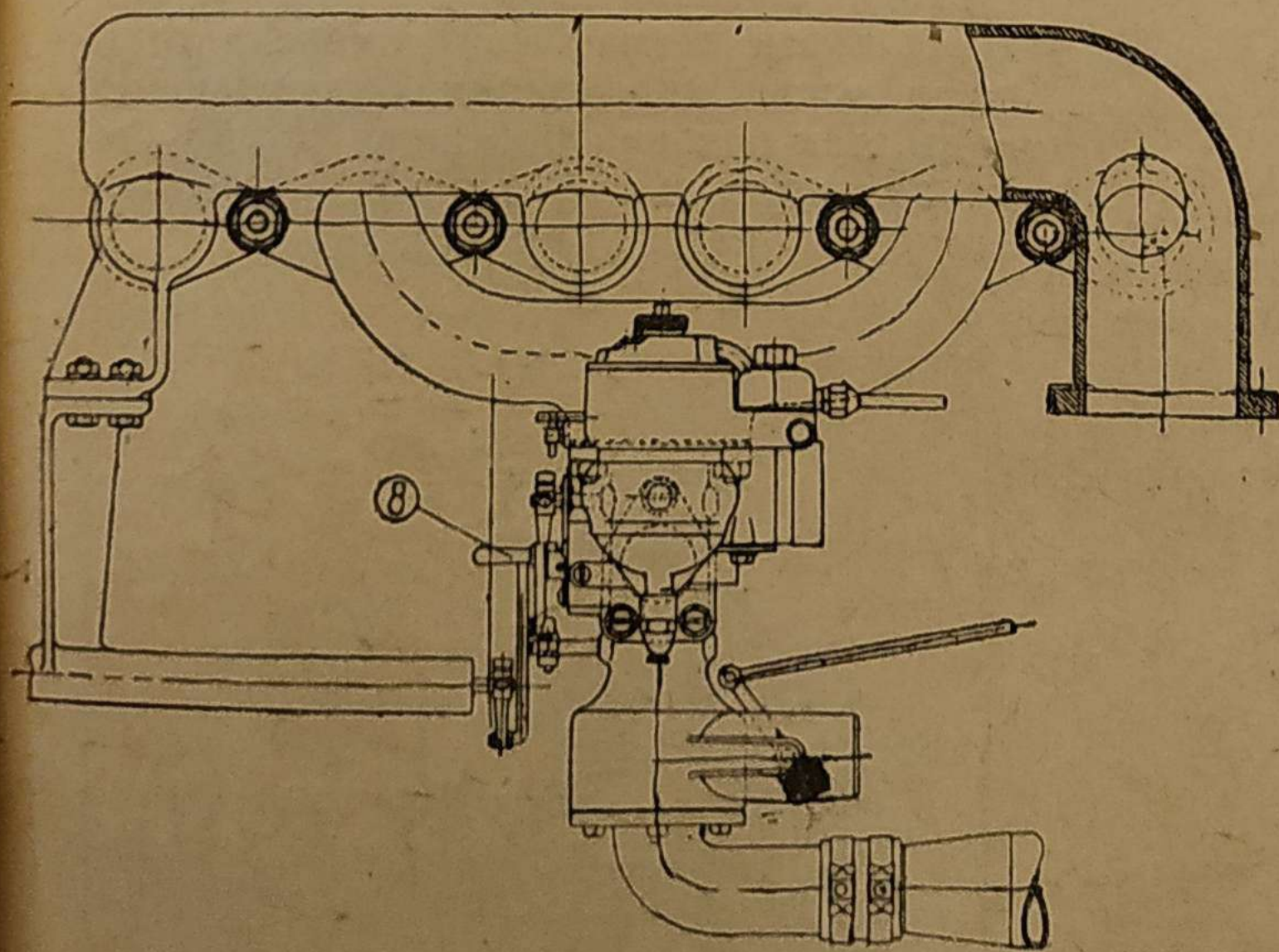
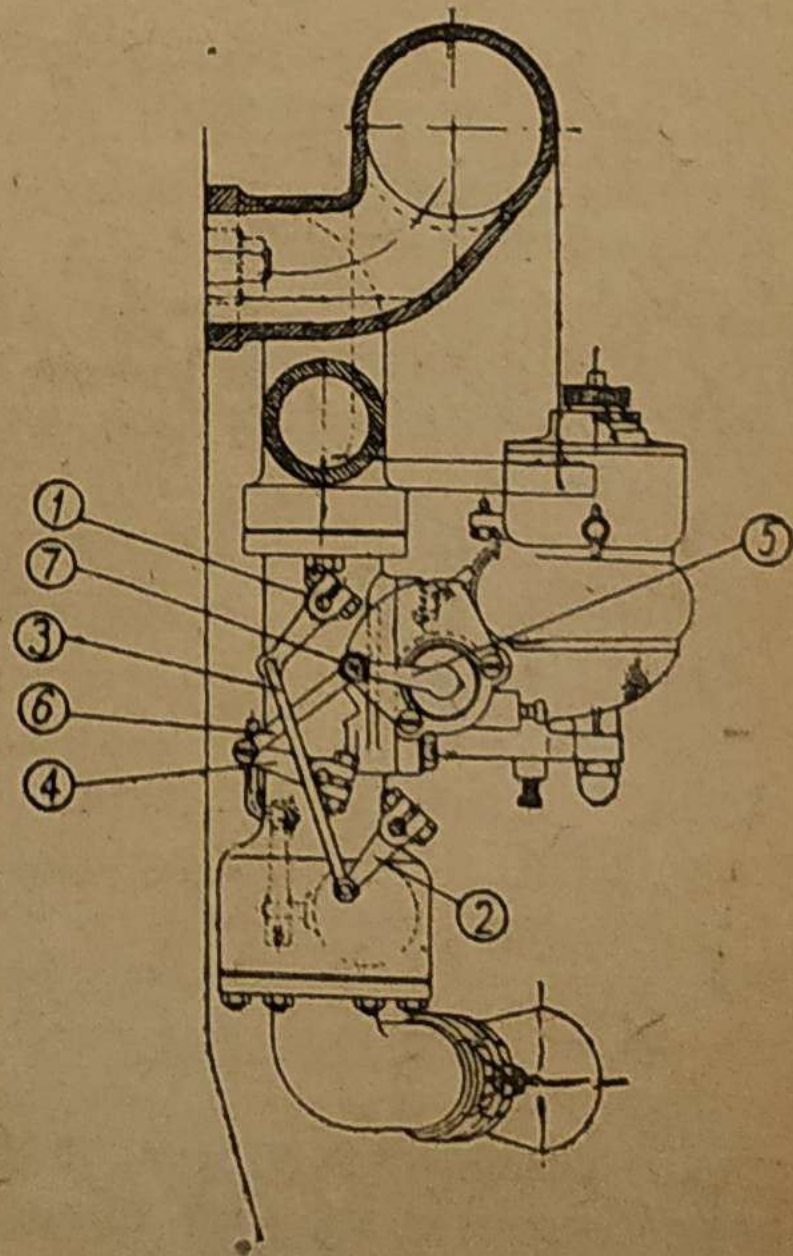


Рис. 5



Для пуска мотора и для работы на малых оборотах имеется ручная регулировка дроссельной заслонки. Сектор с поводком смонтирован на стойке генератора (рис. 2).

Газовая заслонка смесителя 5 связана с бывшей регуляторной заслонкой карбюратора двумя поводками 4, 5 и тягой 6. Переставлявая на секторе 7, прикрепленном к карбюратору, ручку 8, мы можем перевести мотор с жидкого топлива на газ и обратно при соответствующей регулировке воздуха. Качественная регулировка смеси достигается воздушной заслонкой смесителя 6. Сектор с рычажком тяги от этой заслонки смонтирован на стойке генератора (рис. 2).

IV. Испытание водяного очистителя НАТИ-6 на насосе

Испытанию очистителя НАТИ-6, конструкция которого дана на рис. 4, предшествовали сравнительные испытания очистителей: НАТИ КС-1 (конструкция инж. Калмыкова) в двух вариантах и первой экспериментальной модели НАТИ-6 (конструкция инж. Мезина). На основании данных сравнительных испытаний для катера был выбран очиститель НАТИ-6, давший наилучшие показатели по охлаждению и осушке газа.

После указанных испытаний экспериментальная модель очистителя конструк-

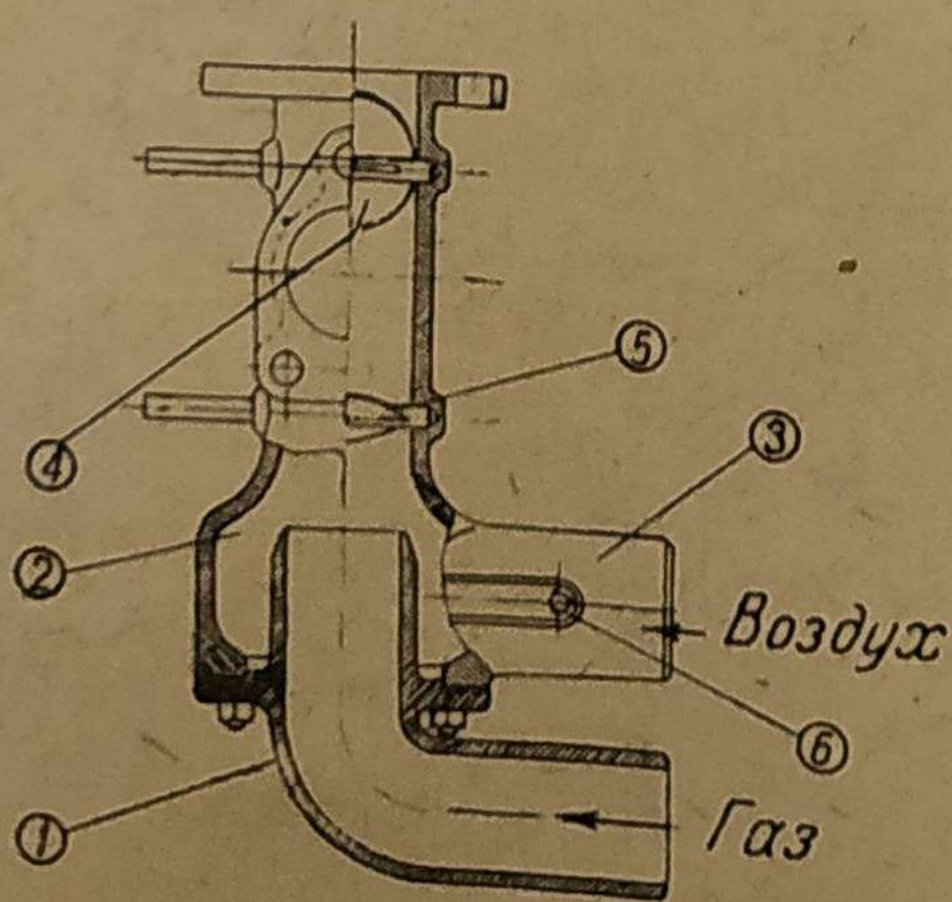


Рис. 6

тивно была усовершенствована с учетом всех замеченных при сравнительных испытаниях недостатков.

В данной статье за ограниченностью ее объема приведены результаты испытаний только принятой конструкции в двух вариантах: первой — экспериментальной модели (в части определения оптимального расхода воды в очистителе) и модели, окончательно принятой для постановки на катер.

И экспериментальная и измененная модель очистителя испытывались с дровяным газогенератором Сагам на компрессоре Мерседес. Топливом служили березовые чурки, имеющие размеры $40 \times 40 \times 50$ мм, со средней влажностью 19,4%.

1. Цель испытания

Основная цель всех испытаний заключалась в выявлении дефектов конструкции (экспериментальная модель) и в определении оптимальных параметров охлаждения, очистки и осушки увлажненного газа.

2. Методика и схема установки по испытанию очистителя (экспериментальной и катерной модели)

Для определения степени загрязнения и влажности газа перед сравнительными испытаниями была разработана методика и подобрана специальная аппаратура.

На рис. 7 изображена схема установки по испытанию первой экспериментальной модели очистителя НАТИ-6.

При испытании катерной модели очистителя эта схема была изменена только в части циркуляции охлаждающей воды, так как центробежная помпа была заменена шестеренчатой, устанавливаемой на катере (рис. 8).

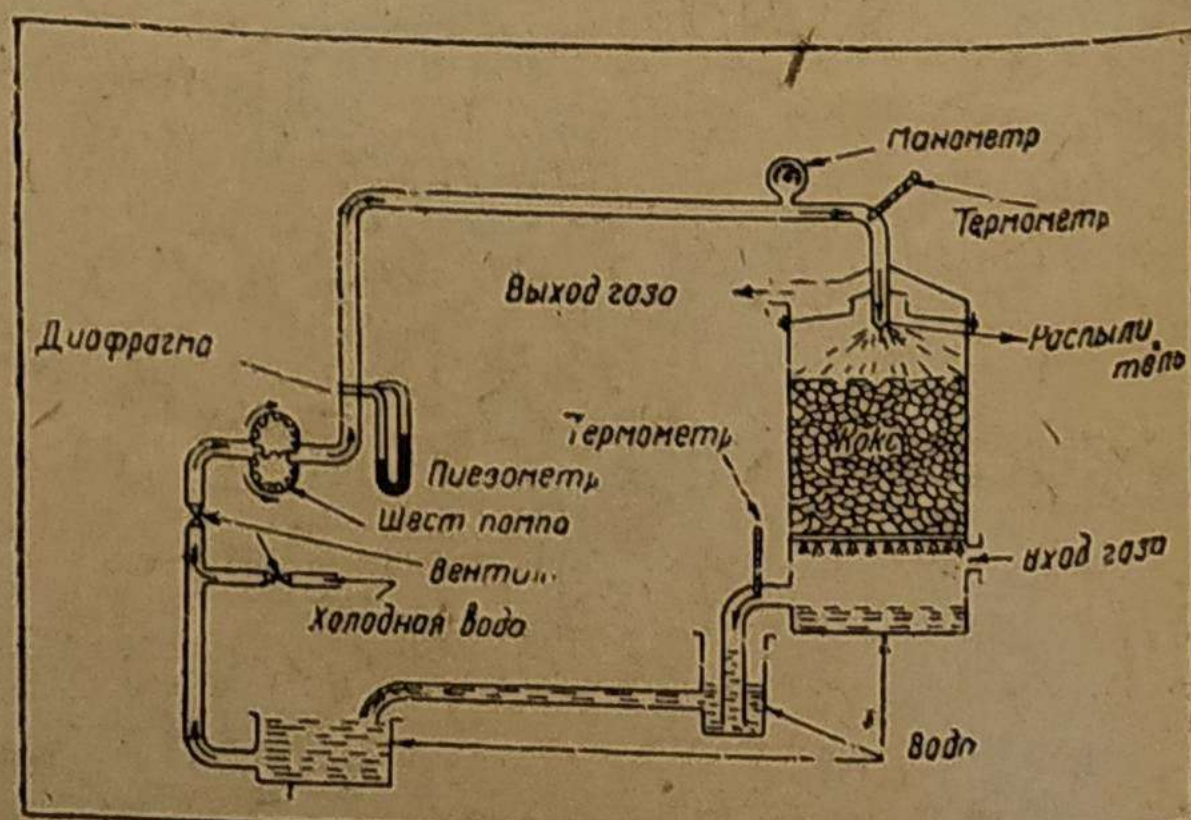


Рис. 8

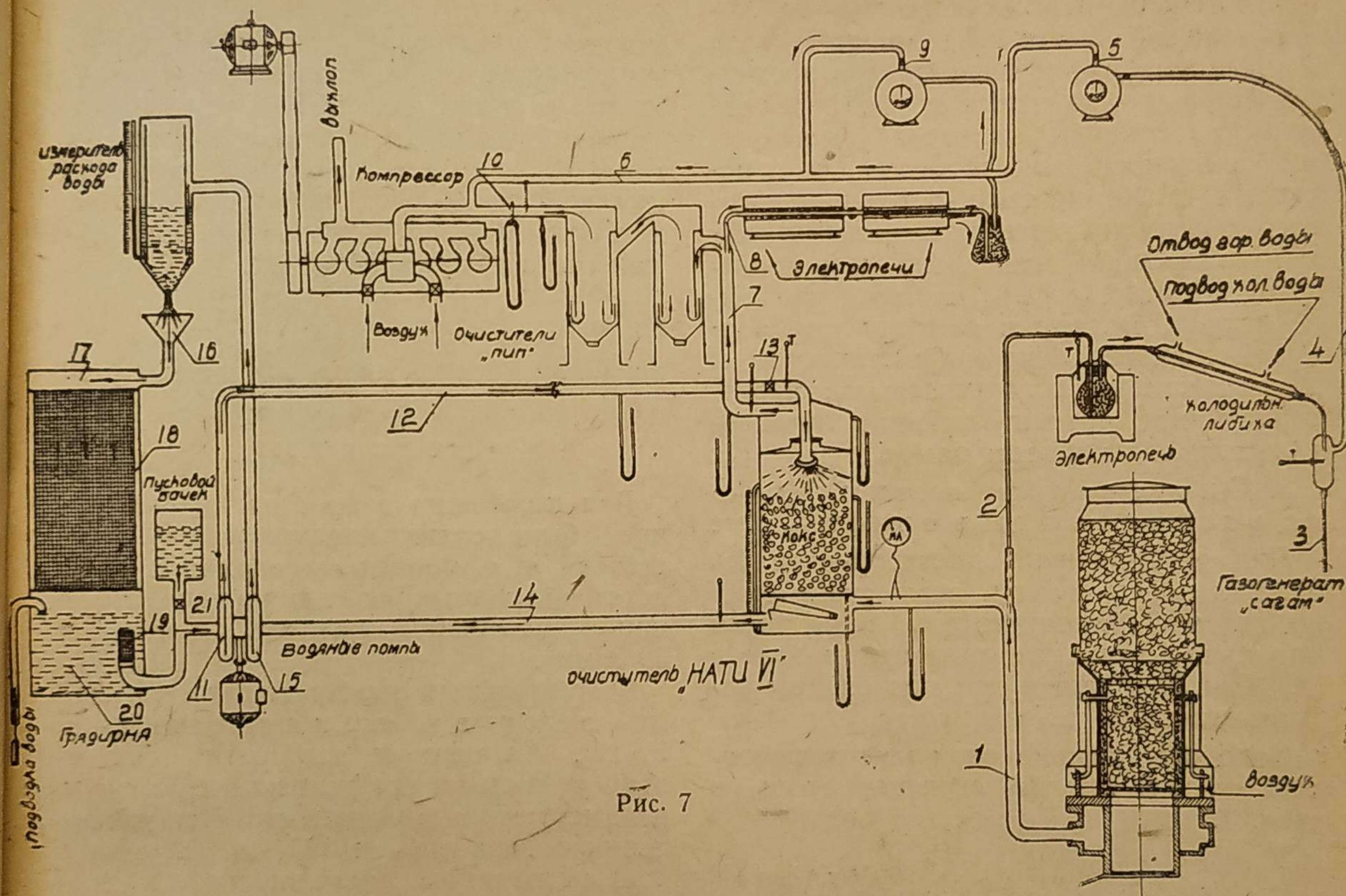


Рис. 7

Основной поток газа из генератора по трубе 1 поступает в очиститель. Здесь он охлаждается, очищается и осушается. Затем по трубе 7 через очистители Пип газ поступает во всасывающий трубопровод компрессора. Из последнего он выбрасывается в атмосферу. Количество отсасываемого компрессором газа устанавливается дросселированием и контролируется диафрагмой 10.

В первом ответвлении газового потока (2—4—6) определяется загрязнение газа и влажность перед очистителем. Загрязнители улавливаются стеклянной ватой в колбе; влага — пипеткой холодильника Либиха. Количество газа регистрируется газовыми часами. Движение его обеспечивается разностью разрежений в трубе 1 и во всасывающем трубопроводе компрессора.

Во второй ветви потока (7—6) определяется загрязнение и влажность газа после очистителя. Загрязнители

улавливаются ватой в трубке, помещенной в одну из электропечей; влага — хлористым кальцием в колбе. Количество газа фиксируется часами. Движение его обеспечивается разностью разрежений в трубе 7 и трубе 6.

Электропечи обеспечивают отсутствие влаги в колбе и трубке с ватой. Кранами 5, 9 регулируется расход газа. Очистители Пип включены в основной газовый поток для непосредственного улавливания влаги газа, унесенной из очистителя.

Перед очистителем и после него измеряется разрежение и температура газа. Кроме того, измеряется гидростатический напор перед очистителем (рис. 8).

Схема движения воды для охлаждения и очистки газа (рис. 8) настолько проста, что не требует объяснений. Необходимо отметить только, что при испытаниях по данной схеме очиститель поднят так же, как и на катере, для удаления из него воды самотеком.

Каждый опыт, за исключением длительных испытаний, продолжался один

час. В течение этого часа велись наблюдения за качеством газа до очистителя и после него путем взвешивания элементов аппаратуры (колб и трубок) или же непосредственным замером уровня воды, собирающейся в пипетках, до и после опыта. Кроме того, в течение часового опыта делалось семь десятиминутных замеров по температурам, разрежениям и расходу газа, а также по температурам, напору и расходу охлаждающей воды. Средние арифметические из данных замеров принимались как характеризующие соответствующие качество газа или воды в этом опыте.

3. Определение оптимального расхода воды в очистителе

Для установления достаточного для охлаждения и очистки газа количества подаваемой в очиститель воды было проведено три испытания при подаче в 50, 30 и 12 л/мин и при постоянном отборе газа в 65 м³/час.

Основные данные результатов проведенных испытаний сведены нами в табл. 1.

Таблица 1

№ п/п	Испытание №	17	18	19
1	Действительный расход газа в м ³ /час при 0° и 760 мм рт. ст.	65,0	62,9	61,5
2	Действительный расход воды в л/мин	51,6	30,7	12,3
3	Напор воды в м вод. ст.	20,2	6,8	0
4	Температура газа после очистителя в °Ц	21,5	28	32
5	Температура воды до очистителя в °Ц	21,0	29	27
6	Загрязнение газа после очистителя в г/м ³	0,300	0,160	0,193

Анализируя эти данные, видим, что напор воды перед распылителем переменен и резко увеличивается при увеличении расхода ее. При расходе воды в 12,3 л/мин температура газа превышает на целых 5° температуру входящей в очиститель воды, что совершенно недопустимо. При расходах в 30 и выше л/мин температура газа не превышает температуры воды. Поэтому расход воды в 30 л/мин в отношении охлаждения газа вполне достаточен. Что касается загрязненности газа, то установить изменения последней в зависимости от

расхода воды не представляется возможным ввиду того, что цифры, характеризующие загрязненность газа, переменны в своих изменениях и не закономерны. Исходя из вышесказанного, решено было для всех последующих испытаний установить оптимальный расход воды равным 30 л/мин при нормальном отборе газа в 65 м³/час.

4. Проверка достаточности запроектованных размеров очистителя и принятого расхода воды

Для получения ответа на данный вопрос была снята характеристика очистителя, т. е. проведены испытания при переменных отборах газа из генератора при постоянном расходе воды в 30 л/мин.

Результаты четырехчасовых испытаний сведены в табл. 2 и в графики (рис. 9, 10). Анализируя цифровые данные этой таблицы и графиков по основным параметрам, мы видим, что при увеличении отбора газа от 39,5 до 101 м³/час:

а) температура выходящего из очистителя газа колеблется в пределах от 17,6 до 21,2°;

б) разница между температурой выходящего из очистителя газа и температурой поступающей в очиститель воды в пределах 1,6—0,7°;

в) нагрев воды в очистителе — в пределах 6—13,0°;

г) загрязнение — в пределах от 0,181 до 0,106 г/м³ *;

д) влажность — от 15,3 до 18,1 г/м³.

Приведенные колебания по абсолютной величине очень незначительны. Это обстоятельство говорит о том, что очиститель в отношении объема и количества подаваемой воды запроектован с запасом.

5. Длительные испытания

Целью длительных испытаний очистителя НАТИ-6 при расходе воды в 30 л/мин и нормальном отборе газа в 65 м³/час являлось определение устойчивости режима очистителя.

* Загрязнения газа не закономерны. Однако абсолютные величины загрязнения не превышают ранее найденных даже при увеличенном отборе газа.

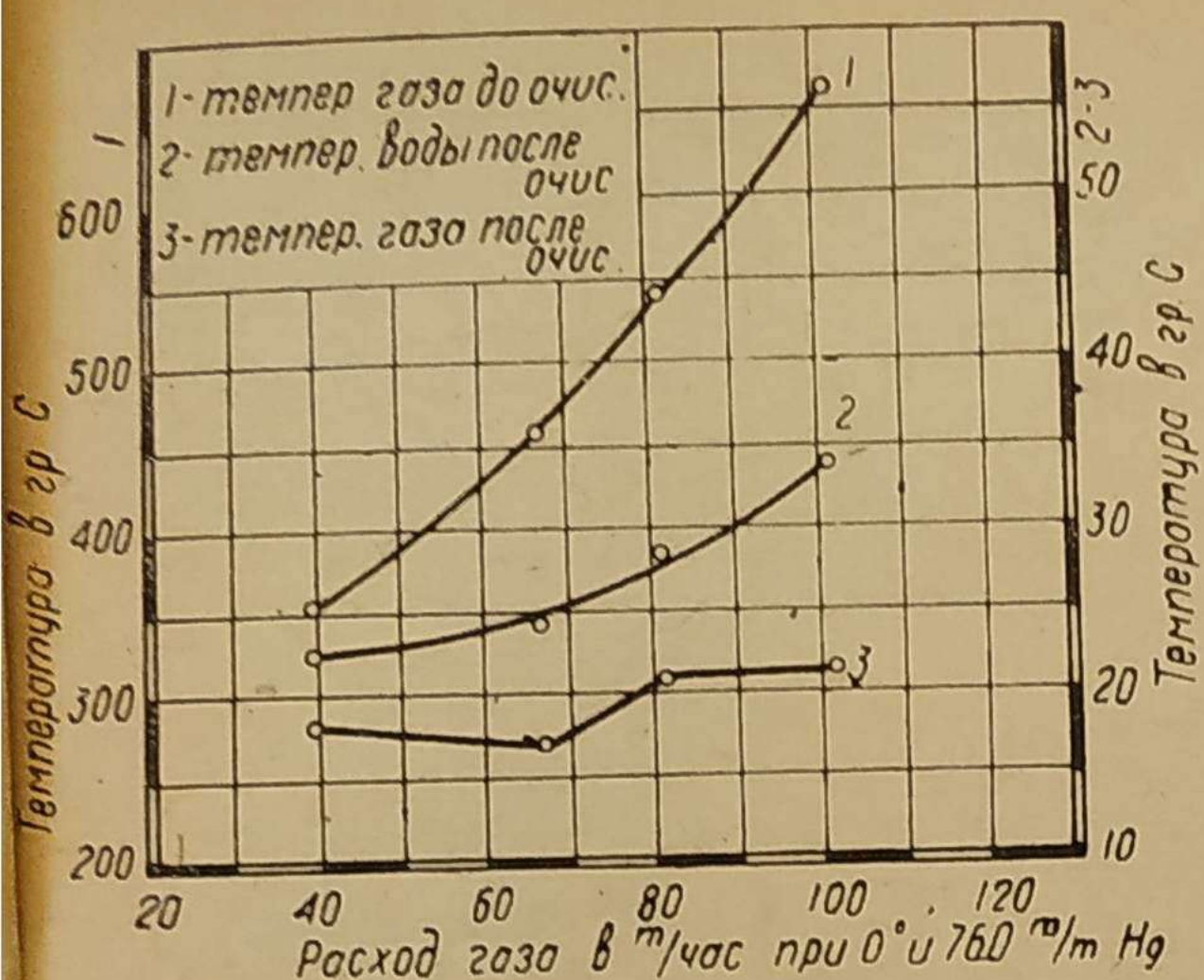


Рис. 9

Продолжительность этих испытаний была определена в 10 раб. часов, из которых 5 час. установка работала, как и прежде на дровах и другие 5 час. — на торфе.

Результаты этих испытаний помещены в табл. 3. Анализируя данные таблиц непосредственных замеров (эти материалы в статье не приводятся), а равно и данные указанной табл. 3, необходимо отметить следующее:

1. При испытании № 24 как режим генератора, так и режим очистителя были вполне устойчивы.

2. Показатели охлаждения, очистки и осушки газа не выходили из пределов, ранее найденных.

3. Зольность угольной пыли как загрязнителя газа оказалась равной 51,4%.

4. При испытании № 25 на торфе режим генератора и очистителя был менее устойчив ввиду того, что не было надлежащей осадки топлива в генераторе (приходилось шуровать).

5. Температура газа после генератора при этом испытании была значительно

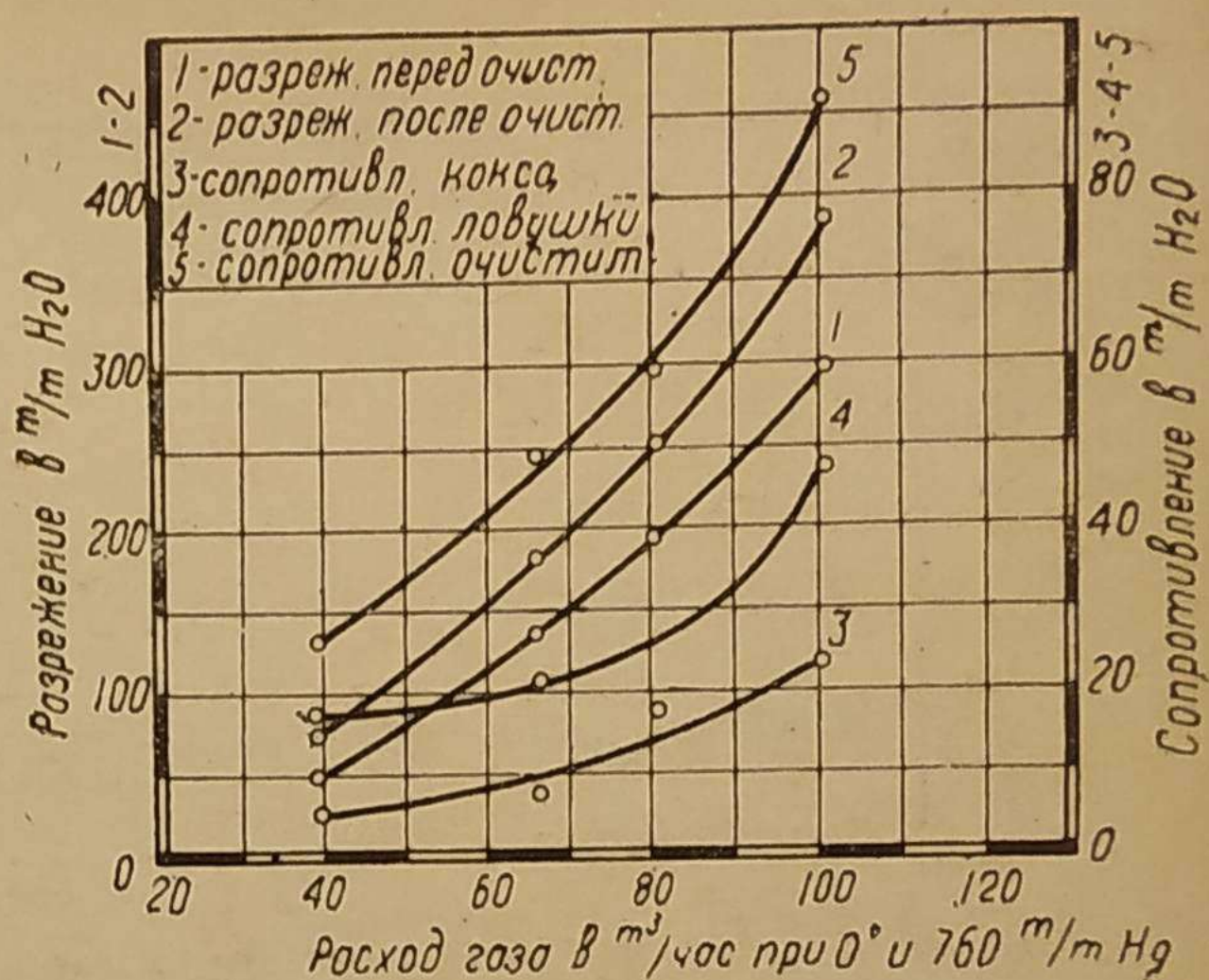


Рис. 10

выше, чем при работе на дровах, что указывает на непригодность генератора Сагам для торфяного топлива.

6. Загрязненность газа после очистителя при работе на торфе оказалась сравнительно небольшой — 0,08 г/м³.

7. Зольность загрязнителя газа при работе на торфе получалась очень высокой — 96,4%.

6. Заключение

Суммируем итоги по основным показателям всех приведенных испытаний с экспериментальной и усовершенствованной моделью очистителя НАТИ-6 при нормальном отборе газа в 65 м³/час (табл. 4).

Необходимо сделать следующие выводы:

1. Охлаждение газа до 18,6° при подаче воды в очиститель в 30 л/мин вполне удовлетворительное.

Примечание. Температура поступающей в очиститель воды в последних трех испытаниях поддерживалась равной 17,4°, т. е. поддержива-

Таблица 2
Данные испытания очистителя НАТИ-6 (характеристика очистителя)

Испытание №	20	21	22	23
Действительный расход газа в м³/час при °Ц и 760 мм рт. ст.	39,5	66,6	31,0	101,0
Расход воды в л/мин	30,4	29,8	39,1	40,1
Уд. расход воды в л/м³ газа	0,77	0,448	0,483	0,396
Напор воды в м вод. ст.	8,7	9,25	20,0	19,7

Испытание №		20	21	22	23
Разрежение в мм H_2O	Перед очистителем	47	134,5	191	296
	Низ очистителя	43	128	174	266
	На уровне кокса	48	135	191	289
	В верхней части очистителя (после ловушки) . . .	65	156	216	336
	После очистителя	73	183	250	388
Падение давления при входе в очиститель в мм H_2O		4	6,5	17	36
Сопротивление кокса в мм H_2O		5	7	17	23
Сопротивление ловушки в мм H_2O		17	21	25	47
Сопротивление очистителя в мм H_2O		26	49	59	92
Температура в °Ц воды газа	До очистителя	355	458	542	662
	После очистителя	18,0	17,6	20,7	21,2
	У диафрагмы	20,1	21,5	19,8	19,4
	До очистителя	16,4	16,2	20,2	20,5
	После очистителя	22,4	24,3	28,3	33,8
	Нагрев воды	6,0	8,1	8,1	13,3
Разность между температурами газа и охлаждающей воды					
в ° Ц		1,6	1,4	0,5	0,7
Уровень воды в очистителе в мм		114	163	104,6	110
Загрязненность газа до очистителя в г/м ³		0,98	7,63	—	4,63
Загрязненность газа после очистителя в г/м ³		0,181	0,062	0,129	0,106
Влажность газа до очистителя в г/м ³		100,9	85,4	—	129,2
Влажность газа после очистителя в г/м ³ (поглощением хлористого кальция)		6,4	23,8	9,36	10,7
Влажность газа после очистителя в г/м ³ (замером в очистителе Пип)		15,3	15,0	18,2	18,1
Вес воды в 1-й ловушке за опыт в г		0	0	0	0,339
Вес воды в очистителе Пип за опыт в г		0	0	0	0

Данные длительных испытаний очистителя НАТИ-6

Испытание №		24	25
Номинальный расход воды в л/мин		30,0	30,0
Действительный расход воды в л/мин		30,6	28,8
Действительный расход газа в м ³ /час при °Ц и 760 мм рт. ст.		67,0	66,7
Напор воды в м вод. ст.		—	8,35
Разряжение мм Н ₂ O	Перед очистителем	135	221,5
	Низ очистителя	120	198
	На уровне кокса	134	216
	В верхней части очистителя (после ловушки)	157	247
	После очистителя	151	278
Сопротивление очистителя в мм Н ₂ O		16	56,5
Температура в °Ц	До очистителя	565	660
	После очистителя	19,6	18,6
	У диафрагмы	19,7	19,5
	Нагрев воды	18,6	17,5
Разность между температурами газа и охлаждающей воды в °Ц		28,8	31,7
Уровень воды в очистителе в мм		10,0	14,2
Загрязненность газа до очистителя в г/м ³		1,0	1,1
Загрязненность газа после очистителя в г/м ³		95	102
Влажность газа до очистителя в г/м ³		—	4,48
Влажность газа после очистителя в г/м ³ (поглощение хлористого кальция)		0,122	0,08
Влажность газа после очистителя в г/м ³ (замером в очистителе Пип)		132	112
Вес воды в 1-й ловушке в г		8,5	7,1
		17,7	15,4
		393	558

лась такая температура, каковую в среднем примерно имеет вода в реках средней полосы Союза в летний период.

2. При указанных выше условиях газ в очистителе охлаждается, таким образом, почти до температуры поступающей в очиститель воды. Разница между

Таблица 4

Модель очистителя НАТИ-6	№ испытаний	Характер испытания	Основные показатели							Топливо
			т-ра газа после очист. в °Ц	нагр. воды в очист. в °Ц	загр. газа после очист. в г/м ³	влажн. газа после очист. в г/м ³	разн. между т-рой газа и охл. водой в °Ц	расход воды в л/мин	отбор газа м ³ /час при 0° Ц 760 мм рт. ст.	
Экспер.	18	Опред. оптим. расхода воды	28	10	0,160	26,6	1,0	30,7	—65	Дрова Торф
Усоверш.	21	Характеристика очистителя	17,6	8,1	0,062	15,0	1,4	29,8	65,6	
»	24	Длит. раб.	19,6	10,2	0,122	17,7	1,0	30,6	67,0	
»	25	»	18,6	14,2	0,080	15,4	1,1	28,8	66,7	
Средн. знач. из испытаний 21, 24, 25			18,6	10,3	0,09	16,0	1,2	29,7	66,8	—

Примечание. Влажность газа при всех испытаниях условно принята как вес паров воды в граммах, приходящийся на 1 м абсолютно сухого газа, отнесенного к нормальным физическим условиям: 0° Ц и 760 мм рт. ст.

их температурами не превышает в среднем $1,2^{\circ}$. Эти результаты надо признать хорошими.

3. В отношении осушки увлажненного газа очиститель показал превосходные результаты: газ выходил из очистителя, имея только влажность насыщения при данной температуре.

4. Менее положительные результаты очиститель показал в отношении способности очищать газ от мелкой угольной пыли. Полученное среднее загрязнение газа в $0,09 \text{ г/м}^3$ надо считать превышающим те нормы загрязнения, ко-

торые имеются в литературе для очистки газа в стационарных скруберах. Обычно загрязнение газа после таких скруберов не превышает $0,02 \text{ г/м}^3$ (тонкая очистка).

5. Учитывая хорошие качества очистителя НАТИ-6 в отношении охлаждения и осушки газа, НАТИ считало возможным данный очиститель поставить на катер. При этом предполагалось после эксплуатационной проверки очистителя поставить в нем добавочный матерчатый фильтр, если в этом будет необходимость.

ОТДЕЛ АВТОШАССИ

Б. В. Гольд

Многотоннажные автомобили

Нужды народного хозяйства требуют укомплектования автопарка Союза сериями тяжелых автомобилей.

Выполняя задание правительства, Научный автотракторный институт приступил к изучению пятитонных грузовиков.

Прежде всего были просмотрены и изучены спецификации американских и многих европейских грузовиков данного тоннажа; затем были выписаны из Америки образцы. В настоящее время эти образцы получены и испытаны.

Американские грузовики, как показывают спецификации и каталоги фирм, имеют двойное обозначение тоннажа, например, грузовик Уайт, модель 642, полученный в качестве образца из Америки, имеет грузоподъемность 4—7,5 амер. т, т. е. 3,6—6,8 метр. т. Грузовик GMC, модель T85B, также полученный в СССР, имеет грузоподъемность 6—8 амер. т, т. е. 5,5—7,25 метр. т.

Это значит, что упомянутые грузовики в тяжелых условиях эксплуатации (например на плохих дорогах и т. п.) или при установке тяжелого кузова должны нагружаться соответственно в 3,6 и 5,5 т, в то время как при работе на хороших дорогах при нормальном кузове полезная нагрузка может быть повышена для Уайта до 7,5 т и для GMC до 7,25 т.

НАТИ предлагает разрабатывать про-

ект такой машины, которая в условиях эксплуатации сегодняшнего дня имела бы грузоподъемность в 5 т, с учетом того, что при развитии дорожного строительства грузоподъемность машины может быть увеличена до 7 т. Таким образом НАТИ рекомендует к производству грузовик не 3—5 т, для которого 5 т является верхним пределом, а 5—7 т, т. е. пятитонный грузовик, допускающий перегрузку до 7 т. Это, конечно, определяет и мертвый вес машины; американская практика показывает, что такая машина будет весить приблизительно 6 т (упомянутые грузовики GMC и Уайт весят 6—6,2 т).

НАТИ в своем выборе базировался на следующем:

1. Завод начнет выпуск тяжелых грузовиков не раньше, чем через 3 года, а полной производственной мощности достигнет не ранее, чем через 4—5 лет.

Таким образом должна быть учтена перспектива по крайней мере на 5—7 лет вперед. За это время дорожное строительство Союза должно обеспечить тяжелые грузовики основными дорожными магистралями, которые позволят использовать их при полной грузоподъемности 7 т.

На дорогах среднего качества грузовики будут работать с нагрузкой 5 т, аналогично тому, как это практикуется

Влияние температуры генераторного газа и других параметров на мощность двигателя

Известно, что генераторный газ, подводимый к смесителю двигателя, должен иметь возможно низкую температуру. Это необходимо в первую очередь для увеличения весового заряда цилиндра рабочей смесью. Поэтому генераторный газ на пути к смесителю должен быть хорошо охлажден. Высказанное правило имеет достаточную популярность в его общем виде. Тем не менее в целом ряде осуществленных конструкций газогенераторных установок можно обнаружить скверное охлаждение газа. Повидимому, авторы этих конструкций не придают охлаждению газа того колоссального значения, какое оно имеет в действительности.

Не считая возможным в рамках настоящей статьи строго анализировать этот вопрос, найдем, хотя бы в приближенных значениях, влияние температуры газа на мощность двигателя.

Если объем цилиндра двигателя обозначим через V_h , а коэффициент подачи через η_v , то объем рабочей смеси газа с воздухом, засасываемой в цилиндр этого двигателя за один ход поршня, равен

$$V'_{см} = \eta_v V_h \text{ м}^3. \quad (1)$$

Под коэффициентом подачи мы будем понимать отношение объема поступившей в цилиндр смеси при температуре T_0 и давлении P_0 , имеющих место после смесителя, к объему рабочего пространства цилиндра. Эти условия T_0 и P_0 являются для газогенераторного двигателя внешними и характеризуют смесь, подводимую к нему. Если для двигателя, работающего на жидком топливе, T_0 и P_0 есть параметры окружающей среды, то здесь они получаются как результирующие смешения генераторного газа с воздухом.

Согласно выводам проф. Е. К. Мазинга¹ для четырехтактного двигателя

$$\eta_v = \frac{T_0 (\epsilon P_a - P_r)}{(T_0 + \Delta t) (\epsilon - 1) P_0},$$

где ϵ — степень сжатия,

P_a — давление всасывания,

P_r — давление выхлопа,

Δt — нагрев рабочей смеси о стенки цилиндра в период всасывания.

Обозначив теперь объем засосанной в цилиндр рабочей смеси при нормальных физических условиях (0° и 760 мм рт. ст.) через $V'_{см}$, будем иметь:

$$V'_{см} = V_{см} \frac{T_0}{273} \frac{1,033}{P_0}.$$

Если примем, что рабочая смесь состоит из генераторного газа $V_{газ}$ и воздуха $V_{воз}$ причем

$$V_{воз} = \alpha L_0 V_{газ},$$

где L_0 — теоретически необходимое количество воздуха в м^3 для сгорания м^3 газа, а α — коэффициент избытка его, то

$$V_{см} = V_{газ} + V_{воз} = V_{газ} + \alpha L_0 V_{газ} = V_{газ} (1 + \alpha L_0).$$

Следовательно,

$$V'_{см} = V_{газ} (1 + \alpha L_0) \frac{T_0}{273} \frac{1,033}{P_0}.$$

Подставив полученные величины η_v и $V'_{см}$ в ф-лу (1), получим такое уравнение:

$$V_{газ} (1 + \alpha L_0) \frac{T_0}{273} \frac{1,033}{P_0} = \frac{T_0 (\epsilon P_a - P_r)}{(T_0 + \Delta t) (\epsilon - 1) P_0} V_h;$$

или после сокращения по T_0 и P_0

$$V_{газ} (1 + \alpha L_0) \frac{1,033}{273} = \frac{\epsilon P_a - P_r}{(T_0 + \Delta t) (\epsilon - 1)} V_h \quad (2)$$

В этом уравнении величины α , L_0 , ϵ , P_a , P_r и V_h не зависят от температуры рабочей смеси T_0 , а определяются:

1. Режимом работы двигателя (α , P_a и P_r).
2. Химическим составом генераторного газа (L_0 и P_r).
3. Конструкцией двигателя (ϵ , V_h , P_a и P_r).

Поэтому в упрощенном виде уравнение может быть переписано так:

$$V_{газ} = \frac{A}{T_0 + \Delta t}.$$

Напомним, что $V_{газ}$ представляет собой объем чистого генераторного газа, засосанного в цилиндр двигателя и отнесенного к 0° и 760 мм рт. ст. Умножив теперь обе части этого уравнения на низшую теплотворную способность 1 м^3 генераторного газа при 0° и 760 мм рт. ст., получим

$$V_{газ} H_u = \frac{A H_u}{T_0 + \Delta t}.$$

Нетрудно видеть, что левая часть является запасом химически скрытой тепловой энергии, поступающей в цилиндр двигателя за один ход поршня. Очевидно, эта величина для какого-либо постоянного числа оборотов двигателя, при всех прочих равных условиях, прямо пропорциональна индикаторной мощности, развивающейся в цилиндре нашего двигателя, т. е.

$$V_{газ} H_u = \frac{K N_i}{i} = K \frac{N_{эф}}{i \eta_m},$$

где K — коэффициент пропорциональности,

η_m — механический к. п. д.

$N_{эф}$ — эффективная мощность двигателя,

i — число цилиндров.

¹ См. дополнительные статьи к «Двигателям внутреннего сгорания» Г. Гюльдьнера. Изд. МАКИЗ.

После соответствующей подстановки приходим к виду

$$\frac{K}{i \eta_m} N_{эф} = \frac{AH_u}{T_0 + \Delta t},$$

откуда

$$N_{эф} = \frac{AH_u i \eta_m}{K(T_0 + \Delta t)} = \frac{B}{T_0 + \Delta t} \text{ л. с.},$$

так как величины H_u, i, η_m и K также не зависят от температуры рабочей смеси T_0 .

Итак, эффективная мощность, развиваемая двигателем, изменяется в зависимости от температуры рабочей смеси при всех прочих равных условиях по закону гиперболы:

$$N_{эф} = \frac{B}{T_0 + \Delta t} \text{ л. с.} \quad (3)$$

Чтобы показать в наглядной форме, как растет потеря мощности в связи с увеличением температуры рабочей смеси, представим себе наш двигатель в условиях, когда рабочая смесь газа с воздухом имеет температуру, равную 15° . Такая температура может легко быть достигнута в газогенераторной установке на катере, где имеются все благоприятные условия для охлаждения газа проточной водой. Наш двигатель в этом случае будет развивать наибольшую мощность $N'_{эф}$. Величину этой мощности примем за сто процентов и относительно нее будем находить процент потери, связанной с увеличением температуры рабочей смеси выше 15° .

Итак, мощность двигателя при 15° должна быть равна согласно ур-нию (3):

$$N_{эф} = \frac{B}{273 + 15 + \Delta t} = \frac{B}{288 + \Delta t} \text{ л. с.}$$

Потеря же мощности, выраженная в процентах, при температуре T_0 рабочей смеси, будет

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{N'_{эф} - N_{эф}}{N'_{эф}} 100 = \left(1 - \frac{N_{эф}}{N'_{эф}}\right) 100 = \\ &= 100 \left[1 - \frac{\frac{B}{T_0 + \Delta t}}{\frac{B}{288 + \Delta t}}\right] = 100 \left(1 - \frac{288 + \Delta t}{T_0 + \Delta t}\right). \end{aligned}$$

Нагрев смеси о стенки цилиндра можно положить равным $\Delta t = 10^\circ$.

Кроме того, абсолютная температура рабочей смеси равна:

$$T_0 = 273 + t_{см}.$$

Поэтому

$$\begin{aligned} \varphi &= 100 \left(1 - \frac{288 + 10}{273 + t_{см} + 10}\right) = \\ &= 100 \left(1 - \frac{298}{283 + t_{см}}\right). \end{aligned}$$

Итак, получаем простую зависимость процента потери мощности от температуры рабочей смеси

$$\varphi = 100 \left(1 - \frac{298}{283 + t_{см}}\right) \% \quad (4)$$

Если удельные теплоемкости генераторного газа и воздуха примем равными между собой, то температуру смеси можно будет найти из такого уравнения

$$(V_{газ} + V_{воз}) t_{см} = V_{газ} t_{газ} + V_{воз} t_{воз};$$

но

$$V_{воз} = \alpha L_0 V_{газ};$$

а при $\alpha = 1$ и $L_0 = 1$, что вообще говоря, может иметь место в действительности,

$$V_{воз} = V_{газ}.$$

Следовательно,

$$2V_{газ} t_{см} = V_{газ} t_{газ} + V_{газ} t_{воз};$$

или после сокращения по $V_{газ}$:

$$2t_{см} = t_{газ} + t_{воз};$$

откуда искомая температура рабочей смеси

$$t_{см} = \frac{t_{газ} + t_{воз}}{2}.$$

В нашем исследовании везде мы будем принимать температуру окружающего воздуха равной 15° . Тогда

$$t_{см} = \frac{15 + t_{газ}}{2}. \quad (5)$$

Задавшись теперь рядом последовательных значений температуры газа, можем сразу найти температуру смеси, а по ней, пользуясь ф-лой (4), рассчитать процент потери φ . Результат этих действий приведен в нижеследующей таблице:

Таблица 1

Температура газа в $^\circ\text{C}$, $t_{газ}$. . .	15	25	45	65	85	105
Температура смеси в $^\circ\text{C}$, $t_{см}$. . .	15	20	30	40	50	60
Потеря мощности φ в %	0	1,65	4,80	7,75	10,50	13,10

По данным этой таблицы построена кривая (рис. 1), представляющая собой, как легко видеть из ур-ния (4), ветвь гиперболы.

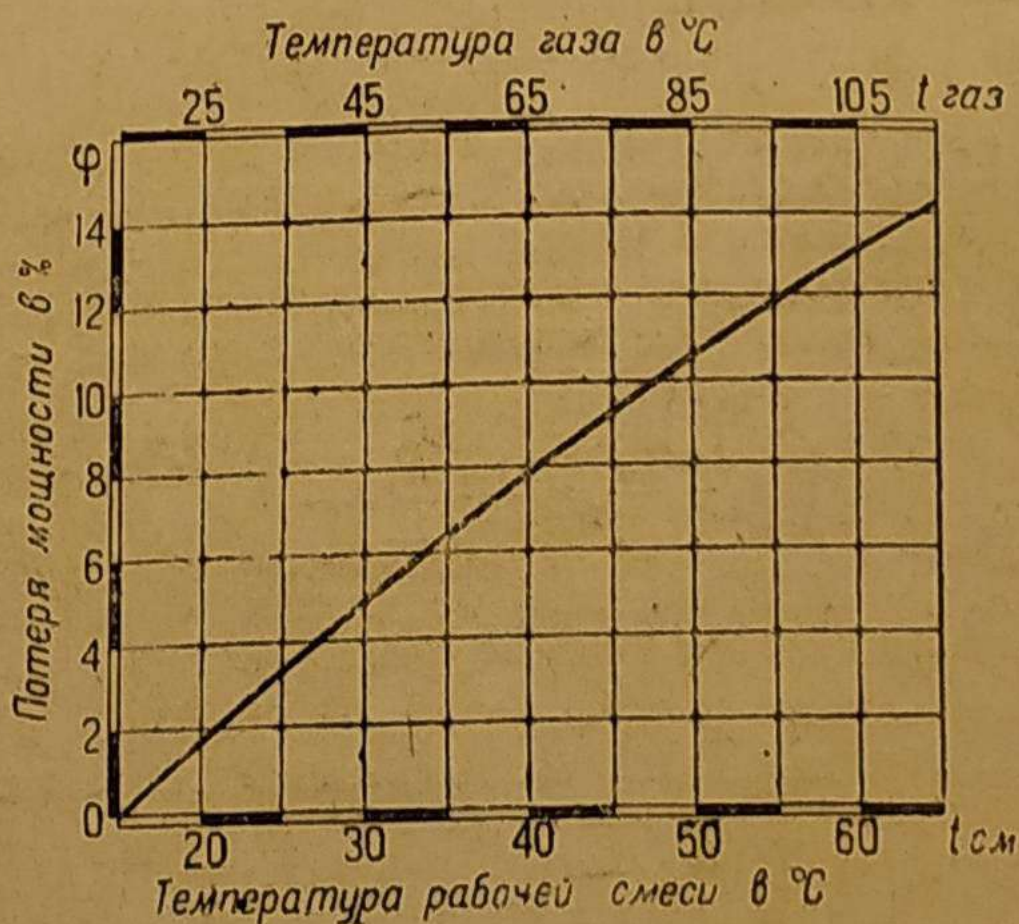


Рис. 1

Из рисунка видно, что кривая $\varphi = f(t_{см})$ в температурном диапазоне от 15° до 60° имеет еле заметную выпуклость, что дает нам право сделать такой приближенный вывод. Потеря мощности двигателя равномерно возрастает вместе с уве-

личением температуры абсолютно сухой рабочей смеси. В цифрах же мы получаем возможность свидетельствовать тот печальный факт, что при температуре рабочей смеси в 40° (явление весьма распространенное) потеря мощности составляет около 8%, а при 60° она достигает 13,1%. Самый же неприятный момент заключается в том, что в действительных условиях потеря мощности будет значительно больше против тех величин, которые представлены на рис. 1. Происходит это по той причине, что генераторный газ, приходя к смесителю, всегда содержит в себе определенное количество паров воды, в большинстве случаев насыщающих его. Количество этих паров зависит от той температуры, до которой газ охлажден в холодильнике или очистителях, и в пределе для сухой очистки определяется влажностью газифицируемого топлива.

Таким образом рабочая смесь, засосанная в цилиндр двигателя в объеме $V_{см}$, в реальных условиях состоит из воздуха, водяных паров, всегда содержащихся в воздухе, генераторного газа и насыщающих его водяных паров.

Пусть объем водяных паров воздуха

$$v_{воз} = \rho V_{воз},$$

а объем паров, насыщающих генераторный газ,

$$v_{газ} = \omega V_{газ}.$$

Тогда объем рабочей смеси

$$V_{см} = V_{газ} + v_{газ} + V_{воз} + v_{воз}.$$

Помня, что

$$V_{воз} = \alpha L_0 V_{газ},$$

получаем:

$$V_{см} = V_{газ} + \omega V_{газ} + \alpha L_0 V_{газ} + \rho \alpha L_0 V_{газ}$$

или, вынося за скобку $V_{газ}$,

$$V_{см} = V_{газ} (1 + \omega + \alpha L_0 + \rho \alpha L_0) \quad (6)$$

Раньше мы приняли, что $\alpha = 1$ и $L_0 = 1$, поэтому

$$V_{см} = V_{газ} (2 + \omega + \rho). \quad (7)$$

Нетрудно видеть, что величина ω представляет собой отношение объема пара к объему газа, т. е.

$$\omega = \frac{v_{газ}}{V_{газ}}.$$

С другой же стороны известно, что отношение объемов, составляющих смесь, равно отношению их парциальных давлений. Поэтому, если влажный газ, подходя к смесителю, имеет давление P_0' , а пары воды, содержащиеся в этом газе, — парциальное давление P_s , то

$$\frac{v_{газ}}{V_{газ}} = \frac{P_s}{P_0' - P_s},$$

где $P_0' - P_s$ является парциальным давлением абсолютно сухого генераторного газа.

Следовательно,

$$\omega = \frac{P_s}{P_0' - P_s}. \quad (8)$$

Генераторный газ, при входе в смеситель, в большинстве случаев насыщен парами воды², поэтому парциальное давление P_s зависит исключительно от температуры $t_{газ}$ и может быть легко найдено из известных таблиц Schühle. Давление же газа P_0' перед смесителем равно барометрическому давлению за вычетом всех сопротивлений газогенератора, очистителей и трубопровода. Ниже в табл. 2 в зависимости от температуры газа перед смесителем даны значения P_s и ω , причем давление P_0' перед смесителем принято равным 0,96 ат.

На рис. 2 представлены кривые, показывающие изменения P_s и ω в зависимости от роста температуры $t_{газ}$.

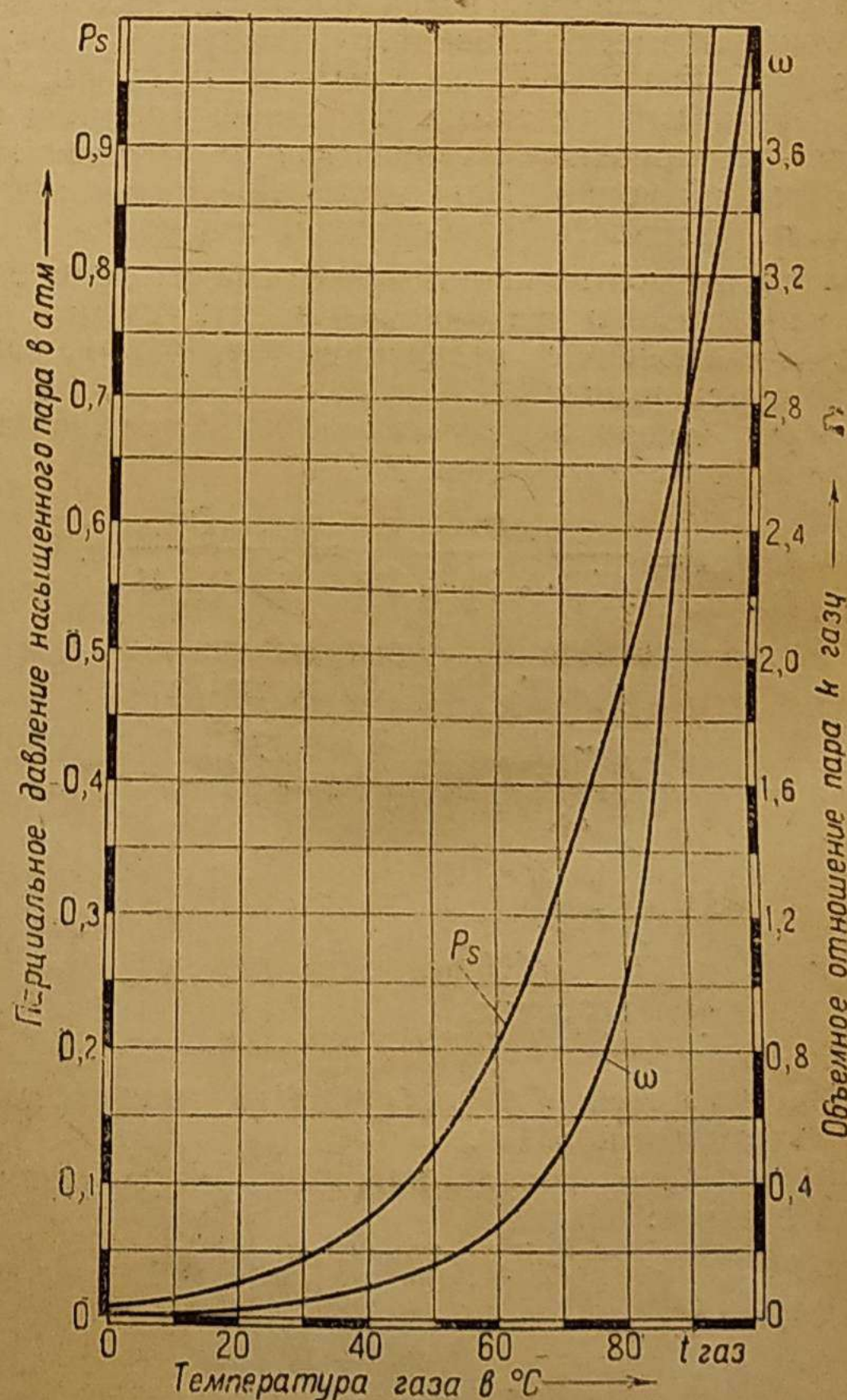


Рис. 2

Таблица 2

$t_{газ}$ °Ц	P_s ат	ω	$t_{газ}$ °Ц	P_s ат	ω	$t_{газ}$ °Ц	P_s ат	ω
15	0,0174	0,0185	45	0,0977	0,1130	75	0,3929	0,6930
20	0,0238	0,0254	50	0,1258	0,1510	80	0,4827	1,0110
25	0,0323	0,0348	55	0,1602	0,2000	85	0,5893	1,5880
30	0,0433	0,0473	60	0,2028	0,2680	90	0,7148	2,9150
35	0,0573	0,0635	65	0,2547	0,3620	95	0,8619	4,3500
40	0,0752	0,0851	70	0,3175	0,4940	—	—	—

(8)

в
о-
н-
ко
не
и-
е-
а.
ы
о,
то
е-
е-
-

ратуры газа. Здесь особенно характерным является быстрота возрастания коэффициента ω , определяющего содержание пара в газе. Очевидно, в действительных условиях при сухих очистителях максимальное содержание пара в газе будет определяться влажностью газифицируемого топлива, которая послужит возможным пределом возрастания ω . Иначе обстоит дело при мокрой очистке. В этом случае, если газ приходит в очиститель недостаточно охлажденным, вода из очистителя испаряется и уносится этим газом в двигатель, что влечет за собой потерю его мощности. Автор был неоднократно свидетелем катастрофической потери мощности, происходящей по этому поводу. Был зарегистрирован случай, когда двигатель Геркулес в 90 л. с., получая прекрасный по химическому составу газ из генератора Rex, совершенно не принимал нагрузки только потому, что газ, выходя из мокрого очистителя системы «Пип», имел температуру, равную 70°. (Вода в очистителе не возобновлялась.) Поэтому должно существовать такое правило. Газ перед входом в мокрый очиститель, работающий без непрерывного возобновления воды (Autogaz, Pava и т. п.), должен быть достаточно охлажден (примерно до 100—120°). Самым правильным суждением о нормальной работе таких очистителей является контроль за количеством залитой в них воды. Вода в очистителе по мере работы мотора должна непрерывно прибывать, а не испаряться, что имеет место у очистителя Autogaz.

Возвращаясь к величине объема засосанной в цилиндр рабочей смеси

$$V_{см} = V_{газ} (2 + \omega + \rho), \quad (7)$$

вспомним, что ρ определяет влажность воздуха и представляет собой отношение объема пара к объему воздуха, составной частью которого он является.

Итак,

$$\rho = \frac{v_{воз}}{V_{воз}}.$$

В нашем исследовании воздух принят при температуре в 15°. Поэтому в случае насыщения его парами воды $\rho_{нас} = 0,0174$. Такое максимальное для данной температуры содержание влаги бывает сравнительно редко (туман). Мы примем относительную влажность воздуха, т. е. степень его насыщения, равной 70%.

Тогда

$$\rho = 0,70 \cdot \rho_{нас} = 0,70 \cdot 0,0174 = 0,0122.$$

Выражение (6), следовательно, примет вид

$$V_{см} = V_{газ} (2,0122 + \omega).$$

Совершив далее все математические преобразования, аналогичные первому варианту исследования, когда газ и воздух принимались абсолютно сухими ($\rho = 0$ и $\omega = 0$), придем к такому выражению эффективной мощности двигателя

$$N_{эф} = \frac{C}{(T_0 + \Delta t) (2,0122 + \omega)} \text{ л. с.}, \quad (9)$$

где коэффициент C представляет произведение параметров исследования, независимых от температуры рабочей смеси T_0 .

Наибольшая мощность, развиваемая двигателем при температуре генераторного газа и рабочей

смеси в 15°, когда $\omega = 0,0174$, очевидно должна быть равна

$$N'_{эф} = \frac{C}{(288 + \Delta t) (2,0122 + 0,0174)} = \frac{C}{2,0296 (288 + \Delta t)} \text{ л. с.}$$

Потеря же мощности, выраженная в процентах по отношению к максимально возможной, окажется равной:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{N'_{эф} - N_{эф}}{N'_{эф}} 100 = \left(1 - \frac{N_{эф}}{N'_{эф}} \right) 100 = \\ &= 100 \left[1 - \frac{\frac{C}{(T_0 + \Delta t) (2,0122 + \omega)}}{\frac{C}{2,0296 (288 + \Delta t)}} \right] = \\ &= 100 \left[1 - \frac{2,0296 (288 + \Delta t)}{(T_0 + \Delta t) (2,0122 + \omega)} \right] \%. \end{aligned}$$

Полагая, как и прежде, нагрев рабочей смеси о стенки цилиндра $\Delta t = 10^\circ$, будем иметь в окончательном виде:

$$\varphi = 100 \left[1 - \frac{605}{(283 + t_{см}) (2,0122 + \omega)} \right] \%. \quad (10)$$

Задавшись теперь рядом последовательных значений температуры газа перед смесителем ($t_{газ}$), можем из табл. 2 легко найти соответствующие величины ω и, применяя ранее принятую ф-лу (5)

$$t_{см} = \frac{15 + t_{газ}}{2}, \quad (5)$$

определить температуру рабочей смеси, поступающей в цилиндр двигателя. Подставив затем полученные величины ω и $t_{см}$ в ф-лу (10), найдем потери мощности, соответствующие выбранному ряду температур газа перед смесителем. Результат таких вычислений приведен в нижеследующей таблице.

Таблица 3.

Температура газа °Ц, $t_{газ}$. . .	25	35	45	55	61	65	69	73
Температура рабочей смеси в °Ц, $t_{см}$. . .	20	25	30	35	38	40	42	44
Потеря мощности в % φ .	2,5	5,4	9,0	13,9	18,0	20,9	24,6	29,4

На рис. 3 по оси абсцисс отложены температуры газа $t_{газ}$ и соответствующие им температуры рабочей смеси $t_{см}$, а по оси ординат — потеря мощности φ , выраженная в процентах. Кривая ОА представляет зависимость этой потери от температуры газа или смеси, построенная согласно данным вышеприведенной таблицы.

Здесь приходится констатировать, что содержание паров воды в газе, обусловленное его температурой, оказывает чрезвычайно большое влияние на мощность двигателя. Так например, если раньше в предположении абсолютно сухого газа потеря мощности при $t_{см} = 40^\circ$ составляла 7,75%, то теперь при той же температуре мы имеем потерю, доходящую до 20,9%.

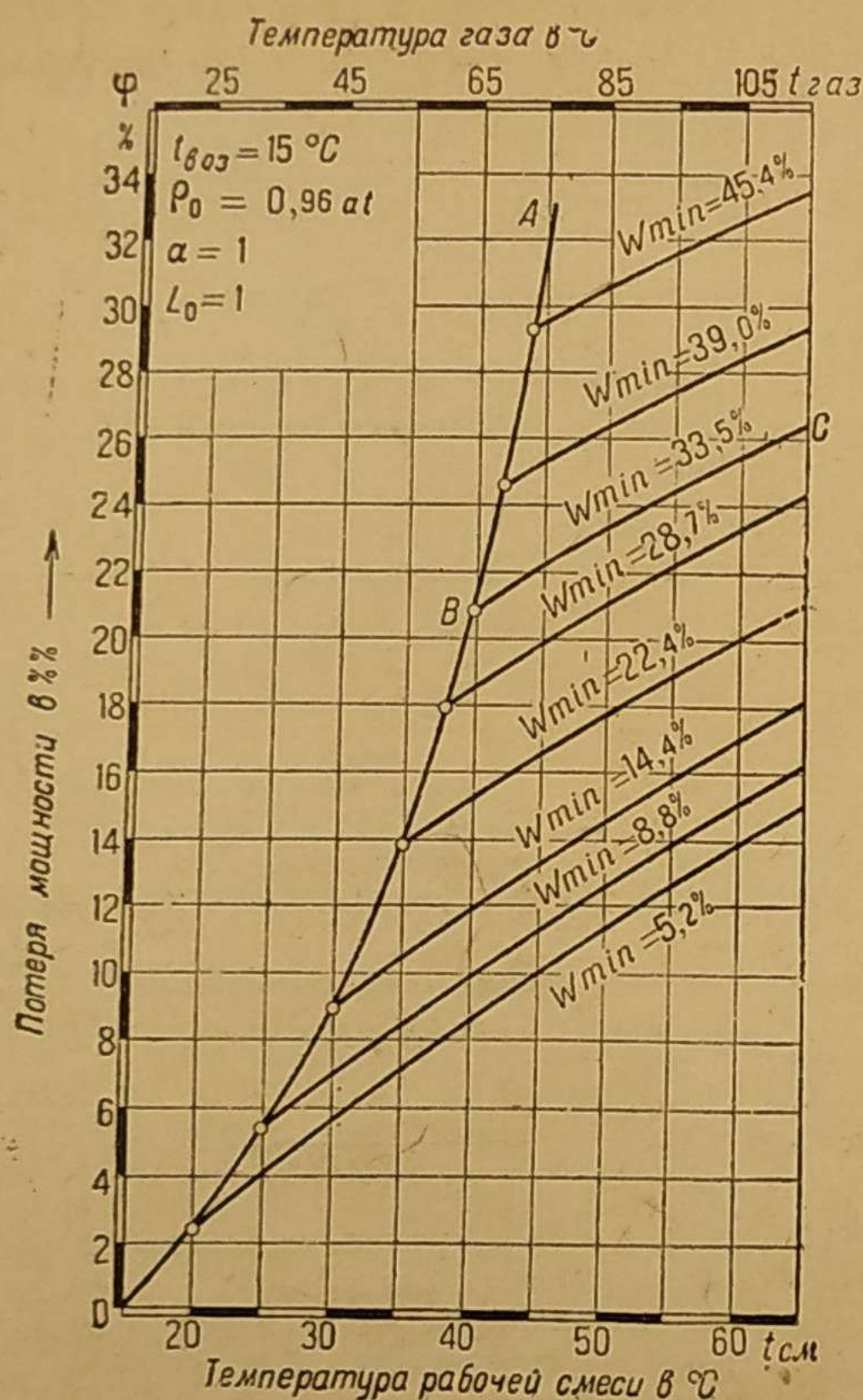


Рис. 3

Кривая OA , согласно принципу построения расчета, определяет потерю мощности двигателя при условии, что генераторный газ, подходя к смесителю, насыщен парами воды. Как указывалось выше, в случае сухой очистки, максимальное содержание паров воды в газе, помимо его температуры, определяется еще и влажностью газифицируемого топлива, ибо влажность газа получается, главным образом, за счет гигроскопической влаги топлива³.

Представим себе, что газифицируется топливо с относительной влажностью $W = 33,5\%$. Тогда по мере ухудшения охлаждения газа, т. е. по мере увеличения его температуры, содержание пара в газе ω и потеря мощности ϕ будут расти; причем может наступить такой момент, когда при температуре $t'_{газ}$ влажность газа ω достигнет какого-то максимума, определяемого заданной влажностью топлива $W = 33,5\%$.

Очевидно, конденсация паров воды в холодильнике или очистителях прекратится. Очевидно также, что при дальнейшем увеличении температуры газа содержание в нем пара ω возрастать уже не будет, а останется постоянным⁴. Газ перестанет быть насыщенным паром и будет содержать его в перегретом состоянии. Следовательно,

³ Первичный воздух, участвующий в газификации, содержит по сравнению с топливом незначительное количество влаги.

⁴ При условии, что пар в перегретом состоянии следует закону Гей-Люссака.

в нашем уравнении, где потеря мощности двигателя

$$\phi = 100 \left[1 - \frac{605}{(283 + t_{см})(2,0122 + \omega)} \right], \quad (10)$$

После определенной температуры $t_{газ}$, соответствующей предельному насыщению газа,

$$\omega = \text{const.}$$

При таком условии вычитаемая из единицы дробь будет при увеличении $t_{см}$ уменьшаться медленнее, так как другой множитель ее знаменателя, содержащий ω , остается постоянным. А поэтому кривая, характеризующая потерю мощности, после температуры $t_{газ}'$ (в нашем примере 65°) пойдет более полого, подчиняясь закону гиперболы, в направлении BC для $W = 33,5\%$.

Итак, каждой точке кривой OA соответствует определенное минимальное значение гигроскопической влажности топлива, при которой данная точка получает реальный смысл. Ясно, что при водяном очистителе все точки кривой OA , невзирая на влажность топлива, реальны.

Найдем теперь способ определения величины этой минимальной влажности W_{min} .

Пусть вес пара, содержащегося в 1 м^3 влажного газа, насыщенного этим паром, равен γ_s . Тогда объем сухого газа составляет

$$\frac{P_0' - P_s}{P_0'} \text{ м}^3,$$

где P_0' — полное давление влажного газа перед смесителем, а $P_0' - P_s$ — парциальное давление сухого газа.

Очевидно, вес пара, приходящийся на 1 м^3 сухого газа, будет равен

$$q = \frac{\gamma_s}{\frac{P_0' - P_s}{P_0'}} = \gamma_s \frac{P_0'}{P_0' - P_s} \text{ кг/м}^3$$

или

$$\begin{aligned} q &= \gamma_s \left[\frac{P_0'}{P_0' - P_s} - 1 + 1 \right] = \\ &= \gamma_s \left[\frac{P_0' - (P_0' - P_s)}{P_0' - P_s} + 1 \right] = \\ &= \gamma_s \left[\frac{P_s}{P_0' - P_s} + 1 \right]. \end{aligned}$$

Но раньше было доказано, что

$$\frac{P_s}{P_0' - P_s} = \omega. \quad (8)$$

Поэтому окончательно

$$q = \gamma_s (\omega + 1) \text{ кг/м}^3. \quad (11)$$

Если древесное топливо имеет относительную влажность $W_{min}\%$, то в каждом килограмме такого топлива содержится гигроскопической влаги

$$\frac{W_{min}}{100} \text{ кг}$$

и абсолютно сухой древесины

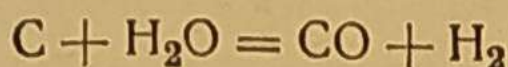
$$1 - \frac{W_{min}}{100} \text{ кг.}$$

Если теперь примем, что при газификации выход газа из 1 кг абсолютно сухой древесины ра-

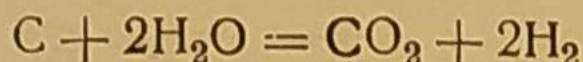
вен $2,3 \text{ м}^3$, то на 1 кг влажного топлива выход газа будет составлять

$$2,3 \left(1 - \frac{W_{\text{min}}}{100} \right) \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При газификации древесного топлива эндотермические реакции разложения водяных паров



или



протекают, как показывает материальный баланс процесса, за счет «химической воды» топлива. Поэтому гигроскопическая влага древесного топлива химически в процессе газификации не участвует и выходит целиком из генератора вместе с газом, являясь его инертным компонентом. Таким образом вес пара, приходящийся на 1 м^3 сухого газа, будет равен

$$q = \frac{\frac{W_{\text{min}}}{100}}{2,3 \left(1 - \frac{W_{\text{min}}}{100} \right)} = \frac{W_{\text{min}}}{2,3 (100 - W_{\text{min}})} \text{ кг/м}^3.$$

Итак,

$$q = \frac{W_{\text{min}}}{2,3 (100 - W_{\text{min}})} \text{ кг/м}^3. \quad (12)$$

Решив теперь это уравнение относительно W_{min} , получим:

$$W_{\text{min}} = \frac{230q}{1 + 2,3q} \%. \quad (13)$$

Пользуясь последовательно ф-лами (11) и (13), можно найти то минимальное значение относительной влажности топлива, при которой генераторный газ, достигнув температуры $t'_{\text{газ}}$, остается насыщенным парами воды.

Удельный вес насыщенного пара γ_s может быть найден из таблиц Schühle. Ниже приводим сводку таких подсчетов для кривой ОА, изображенной на рис. 3 (табл. 4).

Надо заметить, что в момент смешения генераторного газа, насыщенного парами воды, с воздухом температура газа понижается, а воздуха повышается. В связи с этим некоторая часть паров воды, пришедших с газом в смеситель, насыщает воздух в соответствии с его новой температурой. Часть же паров становится избыточной и должна сконденсироваться в воду. В действительности при особо влажных дровах и плохом охлаждении газа можно наблюдать такой выход конденсата из смесителя. Обычно же, в нормальных условиях работы, конденсат из смесителя не идет, что дает нам право предполагать унос в двигатель этого конденсата, находящегося в виде мельчайших капель тумана. При первом же нагреве в цилиндре двигателя рабочей смеси происходит обратное испарение этого конденсата.

Изложенные выше соображения о влиянии температуры генераторного газа на мощность двигателя были впервые доложены нами на заседании Тракторной секции ЦС Автодора в октябре 1933 г. Позднее мы сочли целесообразным проверить

опытным путем справедливость этого теоретического исследования.

Возможность проведения такого эксперимента представилась в процессе испытания дровяного газогенератора НАТИ-III на двигателе трактора ХТЗ.

Двигатель при работе на керосине имел его нормальную степень сжатия (4,25), а при работе на генераторном газе и бензино-бензольной смеси⁵ повышенную за счет специальных поршней $\epsilon = 6$. Генераторный газ поступал в двигатель после прохождения через водяной очиститель НАТИ-VI и эжекторный смеситель НАТИ-I.

Оборудование газогенераторной лаборатории НАТИ позволило изменять температуру газа, поступающего в смеситель, в пределах от 16 до 75° . Для этой цели вода, охлаждающая газ, перед входом в очиститель, смешивалась с горячей водой идущей из двигателя, в той или иной пропорции, определяющей ту или иную температуру газа, охлажденного в очистителе.

На рис. 4 представлена экспериментальная кривая зависимости эффективной мощности двига-

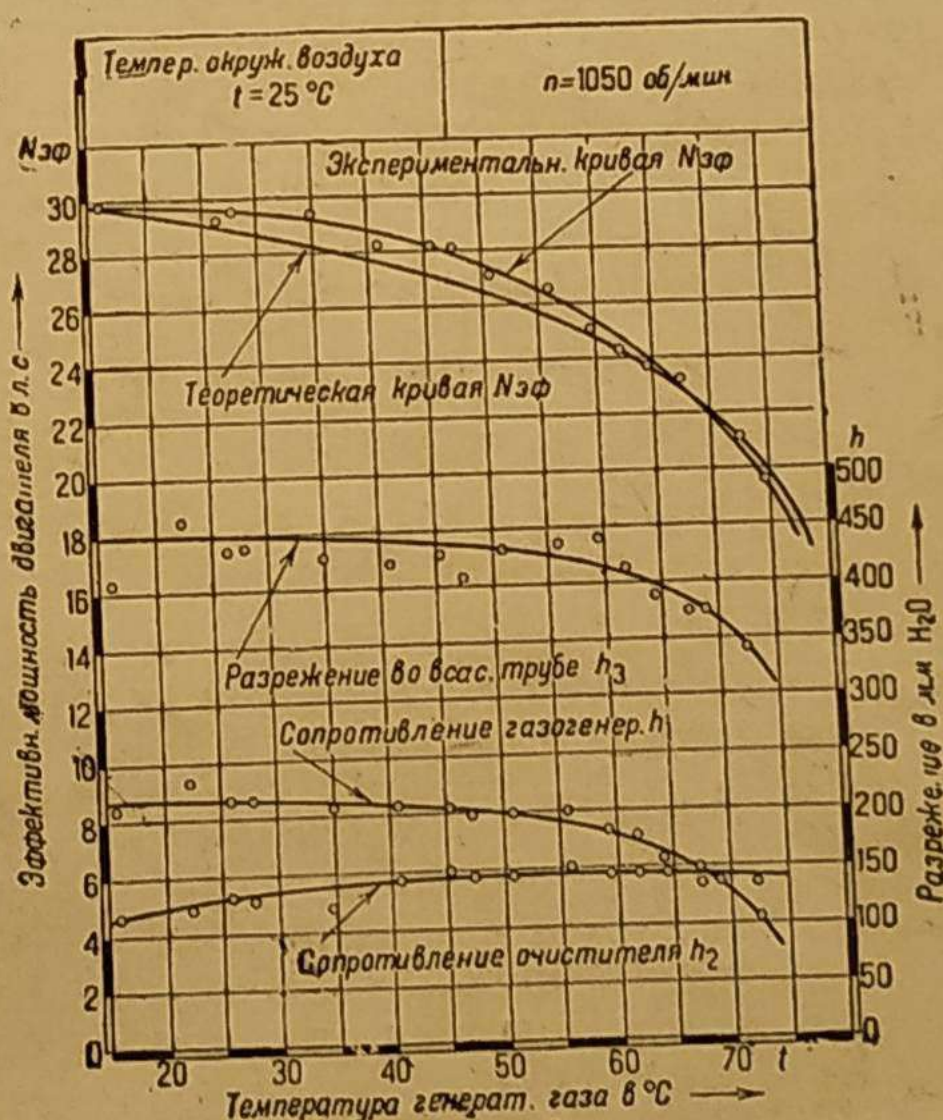


Рис. 4

теля от температуры газа при постоянном числе оборотов вала мотора $n = 1050 \text{ об/мин}$ и полном открытии дросселя.

Координаты каждой из точек, по которым строилась эта и три другие кривые, являются средними арифметическими из шести замеров, полученных за время опыта. Анализируя характер этой замечательной кривой, обнаруживаем непрерывное падение мощности двигателя по мере повышения температуры генераторного газа, причем скорость

⁵ Бензина 70%, бензола 30% (по объему).

Таблица 4

$t'_{\text{газ}}$	$^\circ\text{C}$	25	35	45	55	61	65	69	73
γ_s	кг/м ³	0,0230	0,0396	0,0655	0,1044	0,1365	0,1613	0,1908	0,2248
q	кг/м ³	0,0238	0,0421	0,0730	0,1250	0,1755	0,2195	0,2785	0,3610
W_{min}	%	5,2	8,8	14,4	22,4	28,7	33,5	39,0	45,4

этого падения $\frac{dN}{dt}$ не одинакова для различных температур его.

Скорость падения мощности, как нетрудно видеть из рисунка, растет вместе с температурой газа, что определяет на высоких температурах газа весьма крутой спуск кривой. При 78° двигатель заглох, в результате окончательной потери мощности.

На рис. 4 представлены также и сопротивления различных элементов агрегата. Здесь особый интерес представляет сопротивление газогенератора, выраженное в мм вод. ст. По мере возрастания температуры газа, сопротивление газогенератора h уменьшается вместе с мощностью двигателя,

причем скорость этого уменьшения $\frac{dh}{dt}$ точно также возрастала с температурой газа. Это обстоятельство достаточно наглядно объясняет нам падение мощности, происходящее в связи с уменьшением весового заряда цилиндра генераторным газом, так как сопротивление газогенератора при всех прочих равных условиях есть параболическая функция расхода газа.

Если связать между собой экспериментальные кривые мощности двигателя

$$N_{эф} = f(t)$$

и сопротивление газогенератора

$$h = \varphi(t),$$

исключив их параметр — температуру t , то получим на рис. 5 кривую

$$N_{эф} = F(h_1).$$

Здесь особенно хорошо заметна зависимость мощности двигателя от сопротивления h . Тот факт,

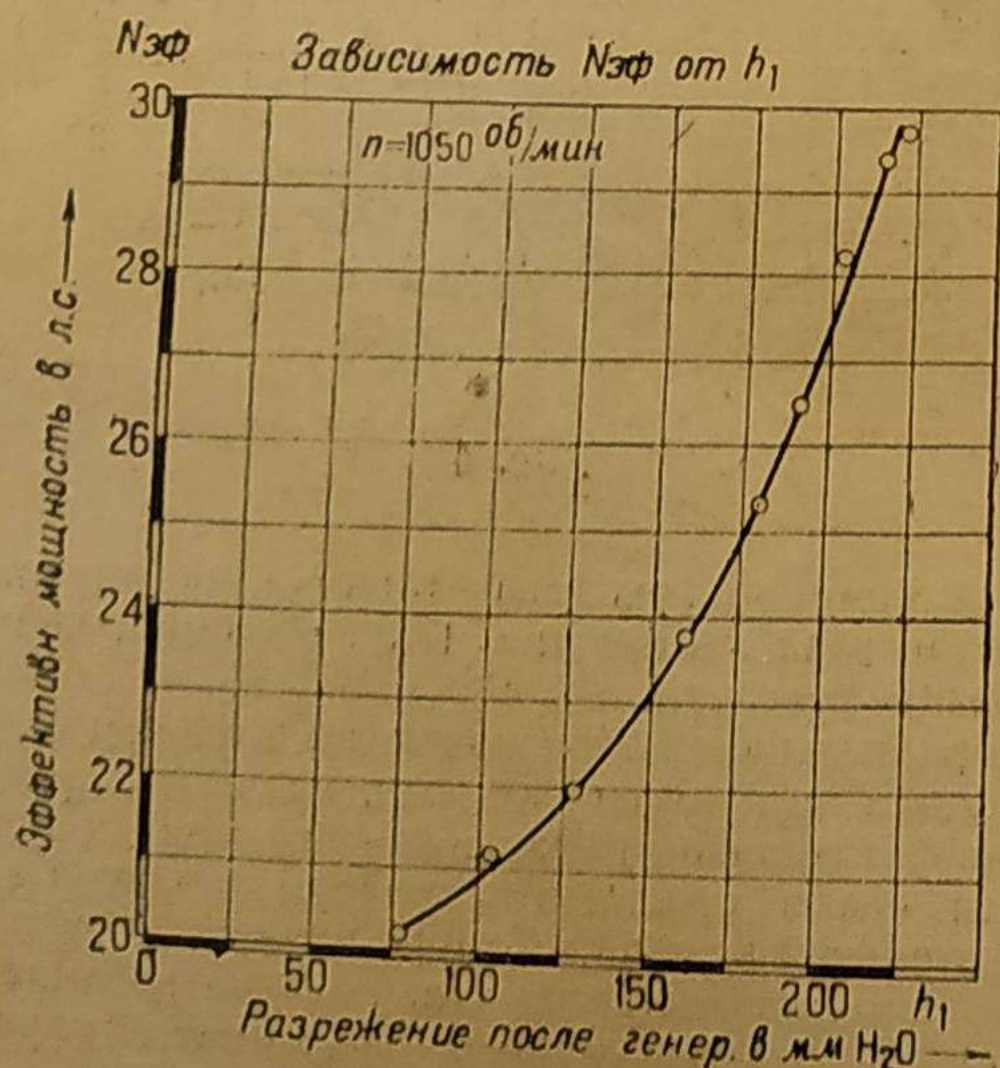


Рис. 5

что скорость возрастания мощности $\frac{dN}{dh}$ увеличивается вместе с сопротивлением газогенератора h_1 , можно объяснить тем, что при повышенных значениях h_1 , соответствующих низким температурам газа, двигатель работает без большой примеси водяных паров, и имеет, очевидно, более высокое среднее индикаторное давление p_i , что в свою очередь обуславливает высокое значение механического к. п. д. Следовательно, здесь эффективная мощность растет за счет увеличения двух множителей p_i и η_m .

Вернувшись к рис. 4, замечаем, что сопротивление очистителя, как и следовало ожидать, мало зависит от температуры газа и мощности двигателя, ибо здесь сопротивление определяется расходом смеси газа с паром, каковая зависит от всасывающей способности двигателя. То же самое можно сказать и о разрежении во всасывающей трубе двигателя. Последнее уменьшается исключительно по причине падения сопротивления газогенератора, так что разность между h_3 и h_1 , остается все время постоянной.

Очиститель НАТИ-VI осуществляет охлаждение газа при помощи непосредственного соприкосновения этого газа с охлаждающей его водой по принципу противотока. Следовательно, генераторный газ, выходящий из этого, как и из всякого другого водяного очистителя, всегда должен быть насыщенным парами воды. А потому потеря мощности в связи с увеличением температуры газа должна определяться согласно нашим теоретическим рассуждениям пограничной кривой АВО (рис. 3).

Если, как и прежде, мощность при 15° мы обозначим через $N'_{эф}$, а при температуре t газа через $N_{эф}$, то потеря мощности φ , выраженная в процентах, будет равна

$$\varphi = \frac{N'_{эф} - N_{эф}}{N'_{эф}} 100\%,$$

откуда, решив это уравнение относительно $N_{эф}$, найдем, что

$$N_{эф} = N'_{эф} \left(1 - \frac{\varphi}{100} \right) \text{ л. с.} \quad (14)$$

Пользуясь теперь табл. 2 и принимая мощность при 15°, равной $N'_{эф} = 29,8$ л. с., составляем нижеследующую таблицу различных значений $N_{эф}$ (табл. 5).

Данные последней строчки табл. 5 нанесены на рис. 4 и представлены в виде теоретической кривой изменения $N_{эф}$ от температуры газа. Некоторое несовпадение результатов можно объяснить расхождением во внешних условиях температуры окружающей среды и барометрического давления. Кроме того, отсутствует уверен-

Таблица 5

Температура газа до смесителя в °Ц, t	15	25	35	45	55	61	65	69	73
Потеря мощности двигателя в %, φ	0	2,5	5,4	9,0	13,9	18,0	20,9	24,6	29,4
Коэф. мощности $1 - \frac{\varphi}{100}$	1,000	0,975	0,946	0,910	0,861	0,820	0,791	0,754	0,705
Эф. мощность двиг. в л. с., $N_{эф}$	29,8	29,1	28,2	27,1	25,7	24,4	23,6	22,5	21,0

ность в правильности выбора члена αL_0 в ф-ле (6). Учтя все эти обстоятельства, можно констатировать удовлетворительное совпадение расчетных данных с опытными. При сравнении этих двух кривых можно обнаружить для высоких температур у экспериментальной кривой большую скорость уменьшения мощности. Это, повидимому, происходит по причине ухудшения механического к. п. д., который уменьшается вместе с p_i . В нашем же теоретическом анализе эффективная мощность двигателя рассматривалась под углом зрения одного лишь наполнения цилиндра генераторным газом.

Надо заметить, что достигнуть мощности в 29,8 л. с. на генераторном газе у двигателя ХТЗ оказалось возможным лишь благодаря хорошему охлаждению газа (до 12—16°), ничтожным сопротивлением всей установки, определяющим давление всасывания $P_a = 0,94 - 0,95$ ат, повышенной степени сжатия (6 вместо нормальной 4,25) и хорошей калорийности газа (от 1 000 до 1 300 кал/м³ при 0° и 760 мм рт. ст.). Совокупность всех этих факторов определила возможность иметь на генераторном газе мощность двигателя, мало отличающуюся от его нормальной «керосиновой мощности».

На рис. 6 представлены внешние (безрегуляторные) характеристики при работе на генератор-

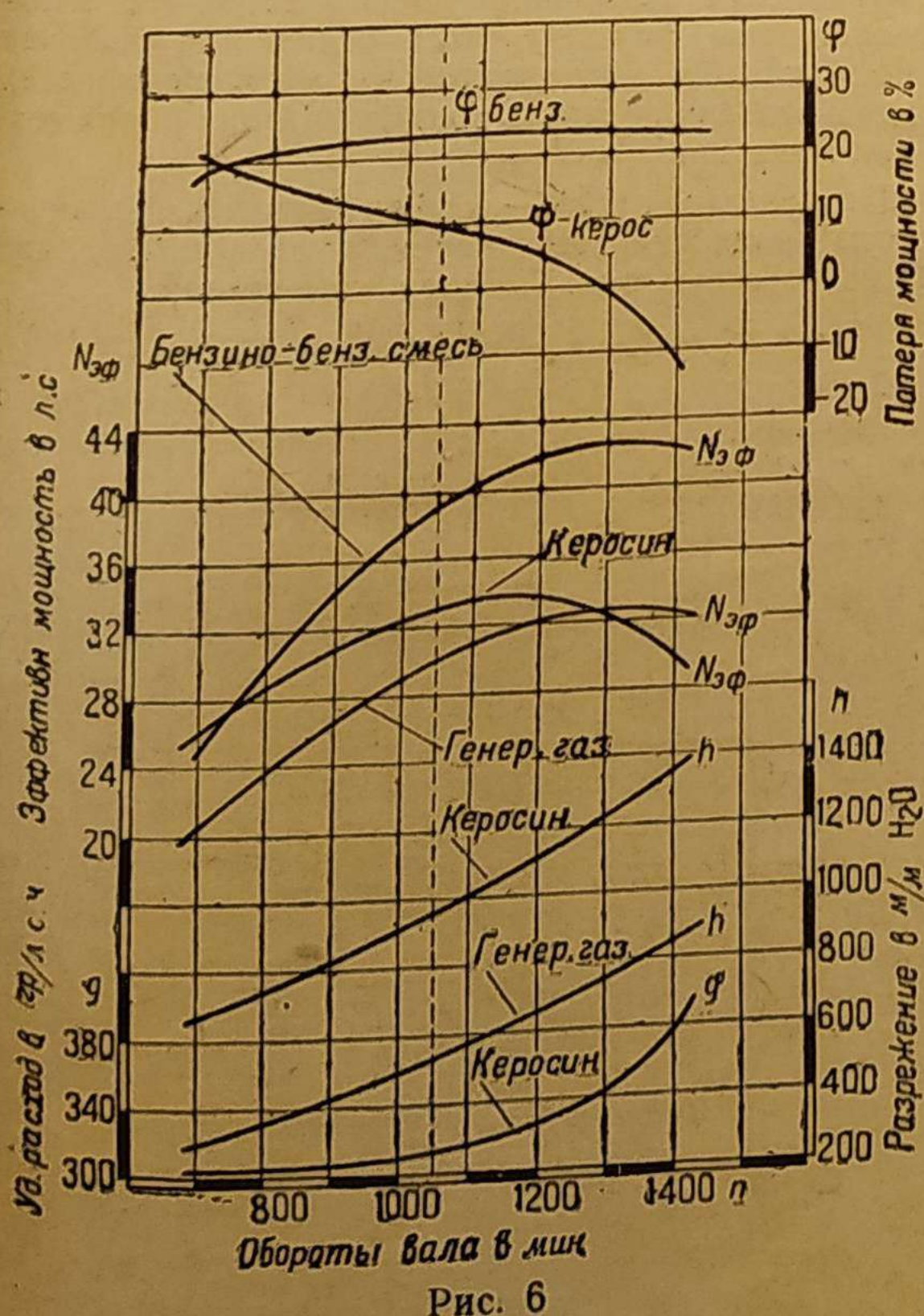


Рис. 6

ном газе, полученном из сосновых чурок с влажностью в 23,5%, на керосине уд. в. 0,820 и на бензино-бензольной смеси уд. в. 0,785 при 15°. Там же нанесены кривые потерь мощности, удельные расходы керосина и разрежения во всасывающей трубе двигателя в зависимости от числа оборотов его вала. При работе на бензино-бензольной смеси карбюратор был отрегулирован на расход горючего в 239 г/л. с. ч.

По условиям конструкции магнето Сцинтилла характеристики снимались при постоянном угле опережения зажигания. Причем для генераторного газа и керосина угол опережения составлял 32° до в. м. т., а для бензино-бензольной смеси 52° до в. м. т.

Из рис. 6 видно, что газовая характеристика пересекает керосиновую при 1 275 об/мин, после чего мощность двигателя на генераторном газе становится больше «керосиновой мощности».

Это обстоятельство указывает нам на то, что процесс газификации при наибольшем отборе газа не ухудшается. Таким образом камера сгорания газогенератора НАТИ-III способна генерировать газ для двигателя большей мощности против ХТЗ 6.

Для нормальных оборотов ХТЗ согласно рис. 6 имеем следующие данные:

1. Число оборотов вала мотора $n = 1\,050$ в мин.
2. Мощность на смеси бензин-бензол $N_{эф} = 39$ л. с.
3. Мощность на керосине . . . $N_{эф} = 33,2$ л. с.
4. Мощность на генераторном газе $N_{эф} = 30$ л. с.
5. Потеря мощности по сравнению с бензином $\varphi_6 = 23\%$.
6. Потеря мощности по сравнению с керосином $\varphi_k = 10,7\%$.
7. Удельный расход керосина $g = 312$ г/л. с. ч.
8. Разрежение во всасывающей трубе при работе на газу $h = 530$ мм H_2O .
9. Разрежение во всасывающей трубе при работе на керосине $h = 960$ мм H_2O .

Кроме того, в том же испытании мы имели:

10. Температура газа перед смесителем лежала в пределах от 12 до 16°.
11. Температура рабочей смеси газа с воздухом во всасывающей трубе двигателя от 25 до 30°.
12. Температура рабочей смеси паров керосина с воздухом у ХТЗ обычно равна 58—60°.

Таким образом условия наполнения цилиндра рабочей смесью при работе на генераторном газе были значительно лучше по сравнению с керосином.

В этом испытании на двигателе ХТЗ нами был поставлен также и опыт по определению влияния разрежения во всасывающем трубопроводе двигателя на его мощность при работе на генераторном газе.

Это достигалось дросселированием рабочей смеси, поступавшей в мотор. Результаты такого наблюдения мощности, как функции разрежения h , представлены на рис. 7. Максимальная мощность получилась при $h = 435$ мм вод. ст. и была равна 28,5 л. с. Линейная зависимость этих двух переменных позволила экстраполированием найти величину предельной мощности, соответствующей идеальным условиям всасывания, когда сопротивление движущейся рабочей смеси равно нулю. Эта идеальная мощность, как видно из рисунка, оказалась равной 32 силам и была принята нами

6 Надо заметить, что размеры этой камеры сгорания получены из расчета на двигатель трактора «Интернационал 22/36».

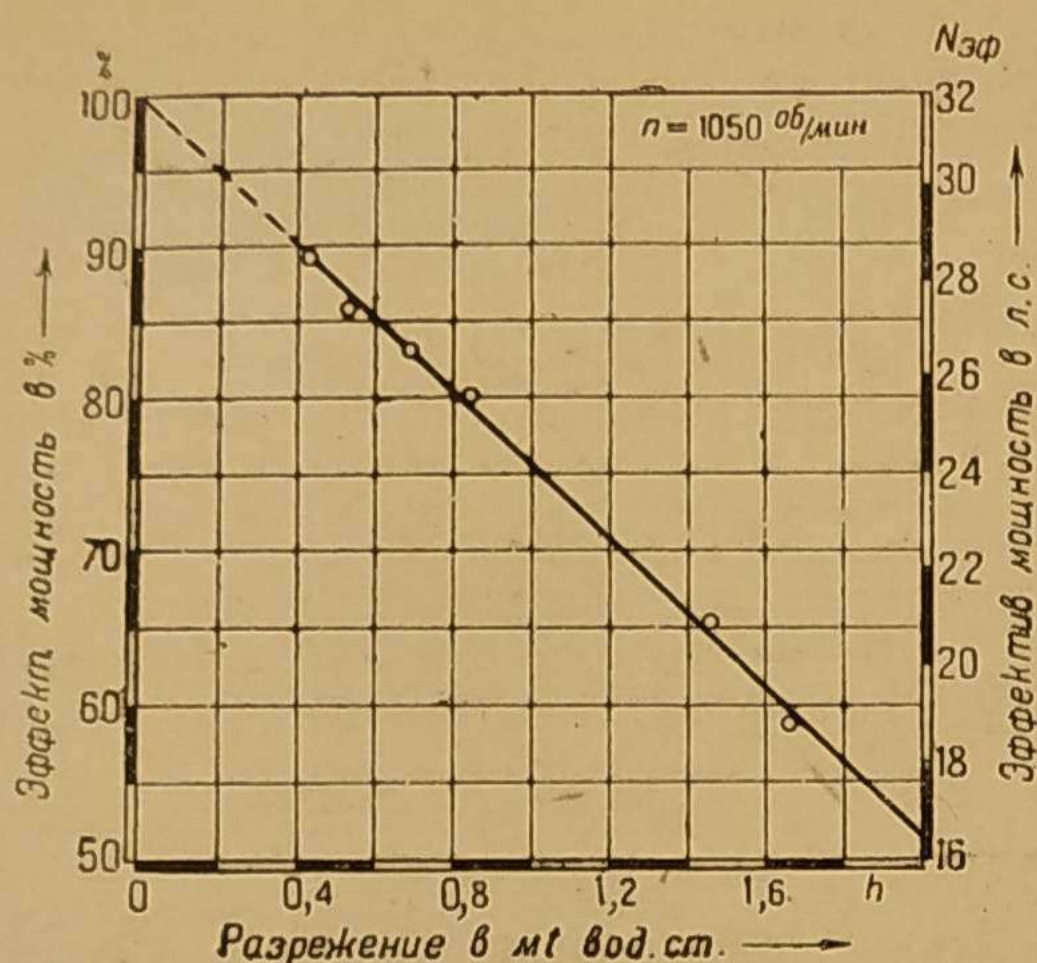


Рис. 7

За сто процентов. Таким образом рис. 7 дает возможность установить, как далеко лежит мощность при данном разрежении во всасывающей трубе двигателя от его идеальной мощности. Так например, разрежение в 1 400 мм вод. ст. не является большой редкостью в целом ряде осуществленных конструкций как у нас в Союзе, так и за границей, а это указывает на то, что двигатель развивает только 66% той мощности, какую он мог бы отдать, если бы сопротивления отсутствовали. По всей вероятности максимальный, технически возможный процент отдачи мощности лежит в пределах 85—90%.

Обратимся теперь к выведенному выше уравнению наполнения цилиндра генераторным газом в объеме $V_{газ}$ (при 0° и 760 мм рт. ст.):

$$V_{газ} (1 + \alpha L_0) \frac{1,033}{273} = \frac{\epsilon P_a - P_r}{(T_0 + \Delta t) (\epsilon - 1)} V_h. \quad (2)$$

Присутствие водяных паров в рабочей смеси этим уравнением не учитывалось. Поэтому если ввести их сюда, то получим согласно формуле (6):

$$V_{газ} (1 + \omega + \alpha L_0 + \rho \alpha L_0) \frac{1,033}{273} = \frac{\epsilon P_a - P_r}{(T_0 + \Delta t) (\epsilon - 1)} V_h.$$

Очевидно, заряд цилиндра генераторным газом в зависимости от давления всасывания P_a при всех прочих равных условиях можно представить теперь так:

$$V_{газ} = (\epsilon P_a - P_r) R,$$

где R — является произведением остальных факторов, не интересующих нас в данный момент, P_r — давление выхлопа.

Эффективная мощность двигателя при данной калорийности газа пропорциональна его заряду, поэтому

$$N_{эф} = (\epsilon P_a - P_r) G \text{ л. с.} \quad (15)$$

Опустим работу, расходуемую на ускорение движущегося газа. Тогда давление всасывания P_a будет отличаться от давления во всасывающей трубе P_0 на величину ΔP потерь гидравлического трения во всасывающей трубе и в клапане. Следовательно,

$$P_a = P_0 - \Delta P.$$

Потеря напора ΔP зависит от скорости рабочей смеси у клапана, которая при дросселировании двигателя остается постоянной для данного числа оборотов.

Поэтому

$$N_{эф} = [\epsilon (P_0 - \Delta P) - P_r] G \text{ л. с.}$$

или

$$N_{эф} = \epsilon G P_0 - G (\epsilon \Delta P + P_r) \text{ л. с.}$$

В условиях незначительного дросселирования давление выхлопа P_r можно считать постоянным, поэтому последнее уравнение переписываем так:

$$N_{эф} = K P_0 - b, \quad (16)$$

где

$$K = \epsilon G = \text{const} \text{ и } b = G (\epsilon \Delta P + P_r) = \text{const}.$$

Таким образом эффективная мощность двигателя в области малого дросселирования является линейной функцией давления во всасывающей трубе. Экспериментальная кривая, представленная на рис. 7, полностью подтверждает это положение, причем область дросселирования определяется 60% полной нагрузки.

Уравнение (16) можно представить в таком виде

$$N_{эф} = K' (P_0 - b') \text{ л. с.}$$

Здесь K' — коэффициент пропорциональности.

Физически постоянное b' представляет собой парциальное давление того количества рабочей смеси, которое расходуется на преодоление всех гидравлических и фрикционных потерь трения (работа трения $N_r = N_i - N_{эф}$).

Для двигателя СТЗ — ХТЗ эмпирическая зависимость мощности от давления во всасывающей трубе согласно рис. 7 получается такая:

$$N_{эф} = 80 P_0 - 48 \text{ л. с.} \quad (17)$$

Очевидно, эта формула справедлива в первую очередь при условии достаточно низкой температуры рабочей смеси порядка 20—30°.

Давление P_0 представлено здесь в атмосферах и равно

$$P_0 = \frac{B}{735} - \frac{h}{10\,000} \text{ ат} \quad (18)$$

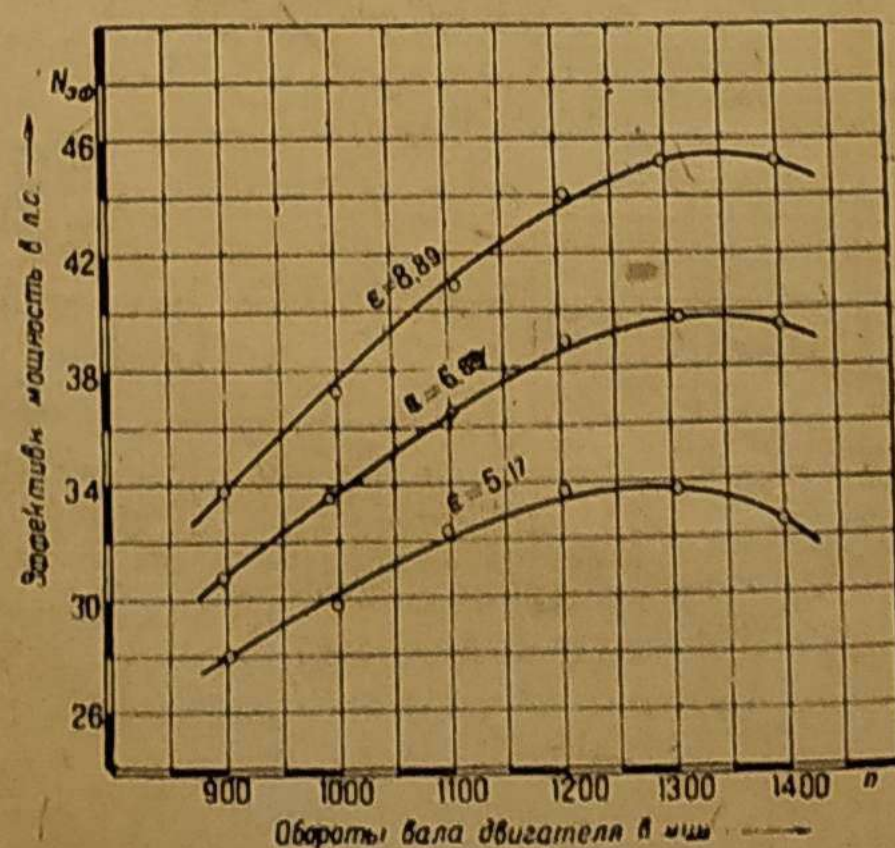


Рис. 8

B — барометрическое давление в мм рт. ст.,
 h — разрежение во всасывающей трубе двигателя в мм вод. ст.

Подвергая беглому рассмотрению влияние степени сжатия на мощность двигателя, приводим

на рис. 8 три внешних характеристики 7 четырехцилиндрового двигателя Генрих Кемпер с размерами 110×160 , нормальное число оборотов которого составляет 1 100 в минуту. Таким образом этот двигатель по своим оборотам весьма близок СТЗ—ХТЗ.

На рис. 8 представлены характеристики, полученные при трех различных степенях сжатия с газогенератором «Немецкой газогенераторной компании».

На основании этих кривых заключаем, что мощность, достигнутая нами на двигателе ХТЗ со степенью сжатия $\epsilon = 6$, не является предельной. Напротив, тут очевиден дальнейший ее рост при увеличении степени сжатия.

Найдем теперь на базе трех этих характеристик мощность двигателя ХТЗ в предположении, что последний имеет степень сжатия, равную восьми единицам. Для этого применим метод интерполирования. Проведем на рис. 8 вертикальную прямую, пересекающую ось абсцисс в точке, соответствующей 900 об/мин. Эта прямая пересечет характеристики в трех точках, соответствующих трем различным степеням сжатия (5,17; 6,89 и 8,89). Построим теперь в другой системе координат (рис. 9) в зависимости от степени сжатия ϵ

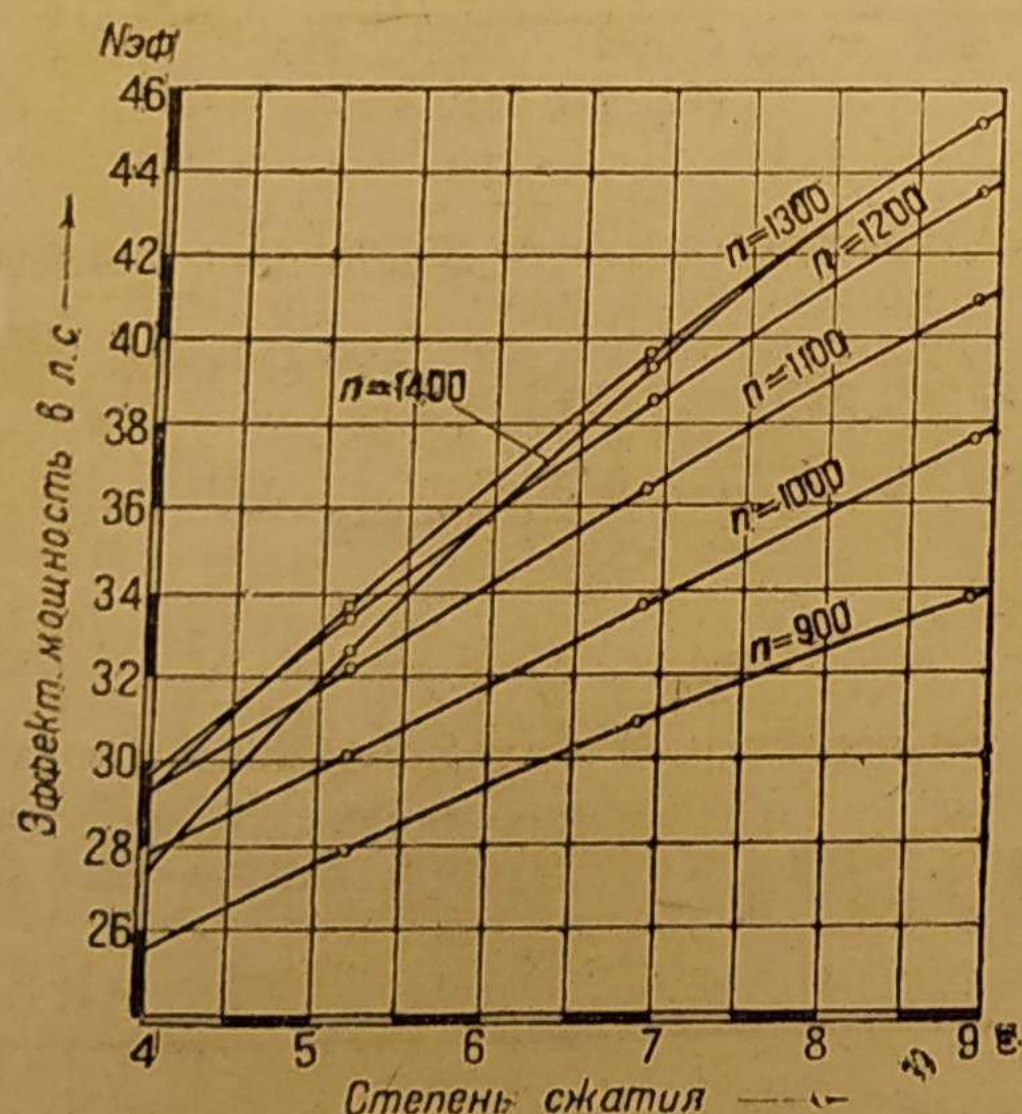


Рис. 9

эти ординаты, представляющие собой эффективную мощность двигателя, а затем проведем кривую через построенные точки. Полученная таким образом кривая дает нам закон изменения мощности двигателя в зависимости от степени сжатия при данном постоянном числе оборотов ($n = 900$). Точно так же поступаем и дальше, проводя на рис. 8 вертикальные прямые через 1 000, 1 100, 1 200, 1 300 и 1 400 об/мин. На рис. 9 представлен результат таких построений.

Прежде всего необходимо отметить, что скорость возрастания мощности $\frac{dN}{d\epsilon}$ для одной и той же степени сжатия ϵ увеличивается вместе с оборотами вала двигателя. Другими словами, кривые, соответствующие высоким оборотам, имеют бо-

лее крутой подъем. Поэтому повышение степени сжатия вызывает увеличение мощности на высоких оборотах значительно большее, нежели на низких. Отсюда понятен сдвиг перегиба характеристики в сторону повышенного числа оборотов при увеличении степени сжатия, который виден на рис. 8.

Здесь при $\epsilon \approx 9$ перегиб происходит при 1 350 об/мин. Обращаясь к рис. 9 и допуская экстраполяцию для $\epsilon = 4$, получаем, что перегиб в этом случае должен быть при 1 200 об/мин, т. е. в условиях, близких нормальному двигателю ХТЗ, работающему на генераторном газе. Далее отмечаем, что для всех кривых $N = f(\epsilon)$ при $n = \text{const}$ скорость возрастания мощности $\left(\frac{dN}{d\epsilon}\right)$ уменьшается

по мере увеличения степени сжатия ϵ . Причем это уменьшение особенно резко заметно для высоких оборотов. Поэтому повышение мощности за счет степени сжатия происходит особенно быстро на высоких оборотах у низких степеней сжатия. Этот факт прекрасно подтверждает тепловой расчет В. И. Гриневецкого.

Наконец, отмечаем, что семейство кривых $N = f(\epsilon)$, изображенных на рис. 9, дает возможность построить внешнюю характеристику двигателя Кемпер для любой степени сжатия, лежащей в пределах от 4 до 9 единиц.

Найдем сейчас характеристику для $\epsilon = 6$. Для этого на рис. 9 проведем вертикальную прямую, пересекающую ось абсцисс при $\epsilon = 6$. Тогда построенная прямая пересечет наши кривые $N = f(\epsilon)$ в шести точках, ординаты которых дадут нам изменение мощности двигателя Кемпер на генераторном газе при $\epsilon = 6$ в зависимости от числа оборотов, т. е. внешнюю характеристику. Значения этих ординат следующие:

Таблица 6

Число оборотов в мин. n	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
Эффективная мощность двиг. Кемпер в л. с. ($\epsilon = 6$) N_K	29,3	31,8	34,2	35,8	36,6	35,9

Нам известно, что двигатель ХТЗ, работая на газе ($\epsilon = 6$), развивал при 1 100 об/мин мощность, равную 30,7 л. с.

Допустив на всех оборотах при одной и той же степени сжатия пропорциональность между мощностями двигателей ХТЗ и Кемпер, получим, что для каждого данного числа оборотов справедливо равенство:

$$\frac{N_{\text{ХТЗ}}}{N_K} = \frac{30,7}{34,2} = 0,898;$$

откуда мощность двигателя ХТЗ равна при $\epsilon = 6$:

$$N_{\text{ХТЗ}} = 0,898 N_K. \quad (19)$$

Рассчитав для различных оборотов по этой формуле $N_{\text{ХТЗ}}$ и сопоставив результат с непосредственным экспериментальным замером, получим табл. 7.

1 Г. Кюне, Ф. Фишер и Ф. Кох, Исследование транспортных дровяных газогенераторов. «Die Technik in der Landwirtschaft» № 10, 1932.

Таблица 7

Число оборотов в минуту	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
Мощность двиг. ХТЗ сог. ф-ле (18), $N_{ХТЗ}$	26,3	28,6	30,7	32,2	32,8	32,2
Мощность двиг. ХТЗ экспериментальн. (рис. 6) . .	26,5	28,9	30,7	32,0	32,7	32,6
Ошибка в %	0,76	0,77	0	0,64	0,31	1,22

Факт хорошего совпадения этих результатов представлен графически на рис. 10, где построены обе характеристики на газу при $\epsilon = 6$. Кроме того, здесь же нанесены внешние характеристики при работе на керосине, приведенные уже на рис. 6.

Для того чтобы найти внешнюю характеристику двигателя ХТЗ при $\epsilon = 8$, допустим, что для одинаковых чисел оборотов отношение мощностей двигателей ХТЗ и Кемпер при различных степенях сжатия будет постоянно. Такое допущение в сравнительно узких границах ϵ может иметь место, так как двигатели эти схожи между собой по типу.

Тогда будем иметь следующую пропорцию:

$$\frac{N_{ХТЗ-8}}{N_{К-8}} = \frac{N_{ХТЗ-6}}{N_{К-6}}$$

Для $n = 1100$ об/мин и при $\epsilon = 6$ мощность ХТЗ равна $N_{ХТЗ-6} = 30,7$ л. с., а мощность двигателя Кемпер $N_{К-6} = 34,2$ л. с. У того же двигателя согласно рис. 9 для $\epsilon = 8$ мощность составляет $N_{К-8} = 38,9$ л. с. Следовательно, наша пропорция переделается так:

$$\frac{N_{ХТЗ-8}}{38,9} = \frac{30,7}{34,2},$$

откуда предполагаемая мощность ХТЗ при $n = 1100$ об/мин и $\epsilon = 8$ получается равной:

$$N_{ХТЗ-8} = 38,9 \frac{30,7}{34,2} = 34,9 \text{ л. с.}$$

Вернемся теперь к рис. 9 и проведем опять вертикальную прямую через $\epsilon = 8$. После этого значения ординат полученных точек пересечения вместе с соответствующими им числами оборотов сведем в табл. 8.

Таблица 8

Число оборотов в мин. n	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
Эффективная мощность двигат. Кемпер в л. с. ($\epsilon = 8$) N_K	32,6	35,8	38,9	41,4	42,9	42,9

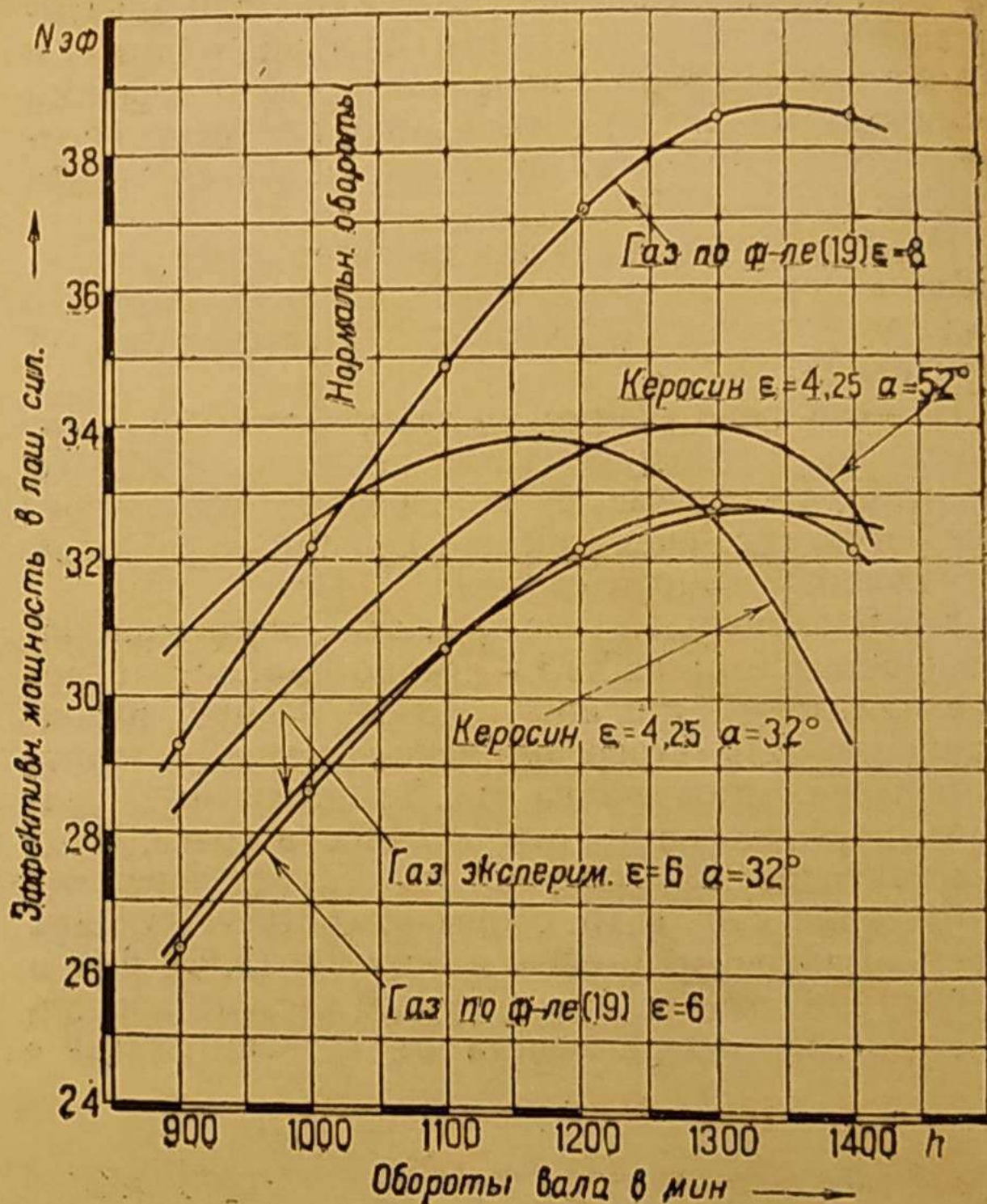


Рис. 10

Далее, повторяя прежнее допущение, справедливость которого была доказана выше, о пропорциональности мощностей при одинаковых степенях сжатия, получим для $\epsilon = 8$

$$\frac{N_{ХТЗ}}{N_K} = \frac{34,9}{38,9} = 0,898,$$

откуда

$$N_{ХТЗ} = 0,898 N_K. \quad (19)$$

Подставляя теперь в эту формулу значения N_K из табл. 8, найдем искомую характеристику двигателя ХТЗ при $\epsilon = 8$. Результат такого подсчета сведен в табл. 9.

Таблица 9

Число оборотов в мин., n	900	1 000	1 100	1 200	1 300	1 400
Мощность двигат. ХТЗ при $\epsilon = 8$	29,3	32,2	34,9	37,2	38,5	38,5

На рис. 10 построена эта характеристика. Здесь видно, таким образом, что при работе на генераторном газе можно не только достичь керосиновую мощность, но и значительно превысить ее на высоких оборотах. Для этого необходимо, помимо увеличения степени сжатия, обеспечить хорошее охлаждение газа и свести до минимума сопротивление всей газогенераторной установки в целом.

изводственных испытаний это не имеет практического значения.

Для соединения с дросселем двигателя имеется механизм для управления на расстоянии. Рукоятка управления этого механизма смонтирована на контрольной доске. С другой стороны рукоятки установлен маленький барабан, на который намотан стальной трос, концы которого и присоединяются с помощью специальных рычагов к дросселю испытываемого двигателя.

Ряд на первый взгляд мелких приборов и приспособлений делает работу динамометра

чрезвычайно четкой и надежной, а управление испытанием двигателя сводит к простейшим движениям, не требующим высокой квалификации и большого опыта, которые необходимы при использовании динамометров европейских фирм. Разрешение вопроса постройки быстроходного динамометра постоянного тока имеет для автомобильной промышленности исключительное значение и позволяет нам сделать безошибочный выбор соответствующих конструкций динамометров для постановки серийного производства их на одном из наших электромеханических заводов.

Т. Т. Семенов — Жуков

Газогенераторные работы в НАТИ

(Продолжение¹)

V. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ НАТИ-3 С ДВИГАТЕЛЕМ ТРАКТОРА ХТЗ

1. Краткая характеристика двигателя

Тип двигателя — нормальный тракторный двигатель ХТЗ.

Номинальная мощность двигателя на валу на керосине	$N_e = 30$ л. с.
Нормальное число оборотов	$n = 1050$ об/м
Диаметр цилиндра	$D = 115$ мм
Ход поршня	$S = 152$ »
Литраж двигателя (4. = 4. 1,58)	$V_h = 6,32$ л
Нормальная степень сжатия	$\epsilon = 4,25$ »
Повышенная степень сжатия при работе на газе	$\epsilon_1 = 6$
Магнето с постоянным опережением Сцинтилла	
Угол опережения зажигания (заводская установка магнето)	$\alpha = 32^\circ$ до ВМТ
Вес двигателя	$Q = 750$ кг

2. Цель лабораторных испытаний

Основная цель лабораторных испытаний — определить эффективность работы двигателя на газе:

- а) в парадных условиях (внешняя характеристика) и
- б) в условиях длительной работы по сравнению с работой этого же двигателя на нормальном для него топливе (керосине).

В соответствии с указанной целью и проведены описанные ниже испытания.

¹ Начало статьи см. «Известия НАТИ» № 5, 1934 г.

3. Условия испытаний и методика обработки цифрового материала

При испытании в лаборатории двигатель и установка были поставлены примерно в такие же условия, каковые имели место при работе на катере:

а) вода для охлаждения двигателя и для очистителя предварительно подавалась из водопровода в бак, где и поддерживался постоянный уровень;

б) из бака вода под постоянным давлением нагнеталась шестеренчатым насосом в рубашку двигателя и в водяной очиститель;

в) водяной очиститель был приподнят на высоту, обеспечивающую слив воды из него самотеком; сливающаяся вода поступала сначала в специальный бачок, из которого на высоте «условной ватерлинии» уходила в канализационный канал.

Мощность мотора на валу замерялась тормозным станком типа НАМИ по формуле:

$$N_e = \frac{N'}{n} = \frac{M'_k n'}{716,2h} = \frac{P n'}{716,2h} = \frac{P \cdot 1,51 \cdot n'}{716,2 \cdot 0,92} = \frac{P n'}{436},$$

где N' — мощность двигателя на шкиве трактора в л. с.,

M'_k — крутящий момент на шкиве трактора в кг,

P — усилие на конце гитары тормоза в кг,

l — 1,51 мм — плечо гитары тормоза в м,
 n' — число оборотов шкива в 1 мин.,
 h — 0,92 — механический к. п. д. двух пар шестерен от коленчатого вала к шкиву трактора.

Примечание. Необходимо отметить, что по указанной формуле мощность вычислялась только при длительной работе на газе.

Все же характеристики двигателя наносились по ординатам кривых крутящих моментов, значения каковых подставлялись в формулу:

$$N_e = \frac{M_k n}{716,2},$$

где n — число оборотов двигателя в 1 мин.

Крутящий момент двигателя определялся:

$$M_k = \frac{Pl}{hi} = \frac{p \cdot 1,51}{0,92 \cdot 1,68} = 0,978 p \text{ кг м.}$$

Кривая удельного расхода топлива при характеристиках находилась из выражения:

$$q = \frac{Q}{N_e},$$

где Q — ордината кривой часового расхода топлива в кг,

N_e — ордината кривой мощности двигателя на валу в л. с.

4. Испытания на жидком топливе²

а) Характеристика на керосине (фиг. 11).

Степень сжатия нормальная $\epsilon = 4,25$.

На керосине с удельным весом $\gamma = 820$ при 15° было снято две характеристики. Одна характеристика при заводской установке магнето (угол опережения зажигания $\alpha = 32^\circ$) и вторая — N_1 при измененной установке магнето (угол опережения зажигания $\alpha = 52^\circ$).

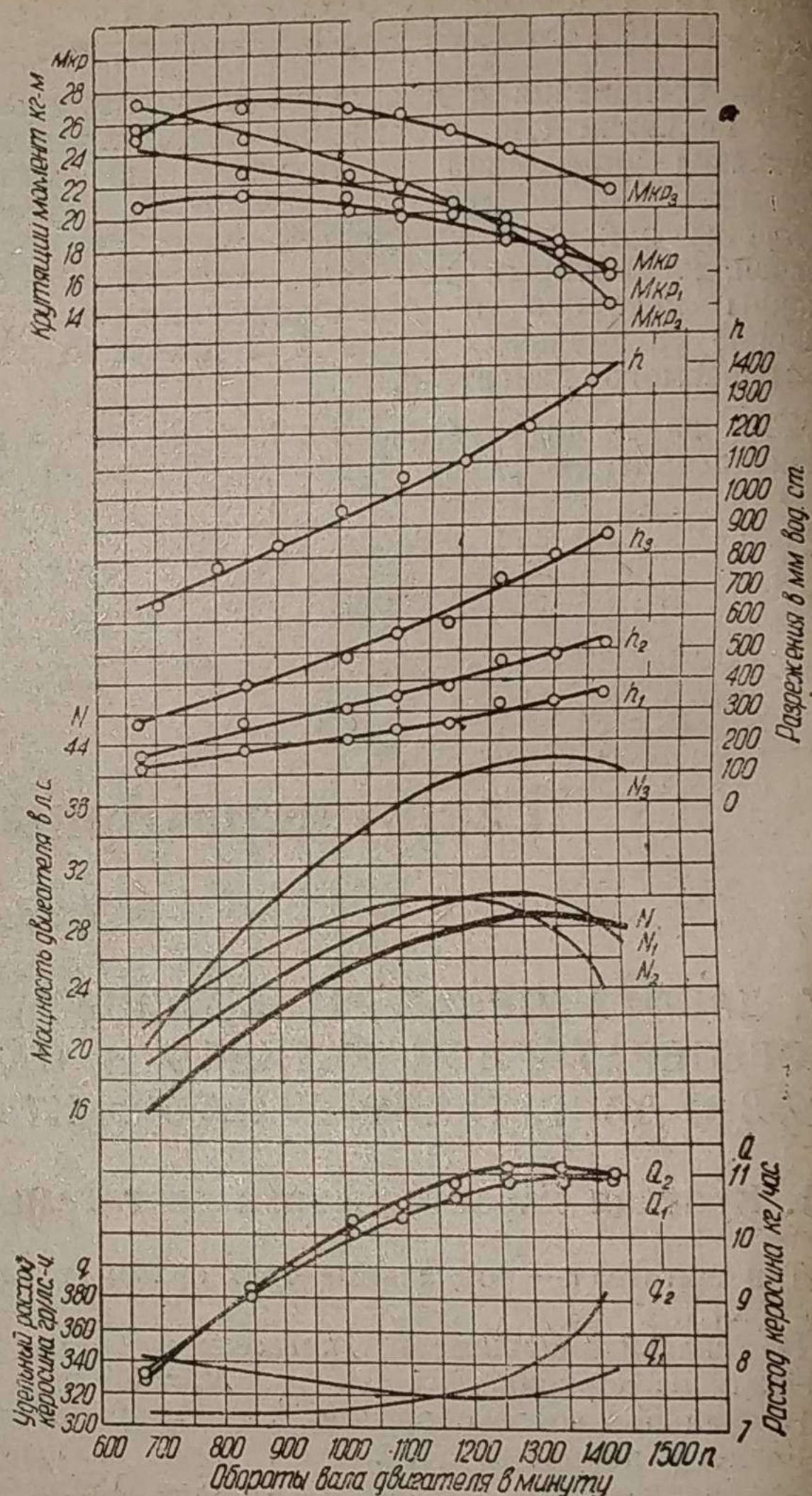
Перед снятием характеристик карбюратор был отрегулирован на минимум расхода керосина

$$q = 310 - 320 \text{ г/л. с. ч.}$$

При нормальном числе оборотов двигателя

$n = 1050$ об/мин из приведенных кривых имеем (табл. 5):

² Перед испытанием новый мотор обкатывался в течение 40 час. до получения устойчивой мощности.



Фиг. 11

Таблица 5

Кривые	α	N_e	q
		в л. с.	в г/л. с. ч.
N_1	52	31,5	320
N_2	32	33,0	312

Сравнивая эти данные, необходимо признать, что наиболее выгодной установкой магнето в отношении мощности и удельного расхода топлива является заводская установка с углом опережения $\alpha = 32^\circ$.

С характеристикой N_2 при данном угле опережения мы и будем сравнивать в дальнейшем результаты испытания двигателя на газе.

Мощность двигателя и расход топлива при длительном испытании установки НАТИ-3 с двигателем ХТЗ на станке

Дата испытания	Колич. часов работы	Средняя мощность в л. с.	Расход горючего в кг	Удельн. расход горючего в кг/л. с. ч.	Относит. влажность топлива в %	Топливо	Примечание
27/XII 1933 . . .	00—55	24,3	40,6	1,84	27,2	Сосна	Ранн. опереж. зажигания. $\alpha = 52^\circ$ до ВМТ
28/XII 1933 . . .	3—55	22,8	147,0	1,65	25,8	»	»
					41,3	»	»
30/XII 1933 . . .	8—01	21,75	210,6	1,21	31,1	Дуб	»
31/XII 1933 . . .	3—13	22,8	83,2	1,13	20,6	»	»
3/I 1934	1—35	21,8	50,6	1,47	21,4	»	»
4/I 1934	6—23	21,7	151,2	1,09	18,0	»	»
5/I 1934	1—20	22,3	37,0	1,25	24,5	Сосна	»
Средн.	25—22	22,2	720,2	1,23	26,3		
5/I 1934	7—33	28,7	182,4	0,84	24,5	Сосна	Позднее опереж. зажигания. $\alpha = 32^\circ$ до ВМТ
7/I 1934	4—15	28,1	134	1,12	29,8	»	»
9/I 1934	1—33	27,7	42,0	0,98	—	Дуб	»
10/I 1934	6—40	28,1	219,2	1,17	23,5	»	»
11/I 1934	4—45	28,1	145,4	1,08	15,0	Дуб 60% Ель 40%	»
Среднее	24—46	28,3	723,0	1,04	23,2	—	

Таблица 8

Данные средних величин разрежений, температур и пр. при испытании газогенератора НАТИ-3 и очистителя НАТИ-6 на двигателе ХТЗ

За 50 час. работы (с 27/XII 1933 г. по 11/I 1934 г.)

Температура в °C							Окружающ. воз- духа	Разрежение в мм Н ₂ О			Напор воды пе- ред очистит. at	Расход воды в очист. в л/мин	Колич. час. работы на тормозе	
газа и смеси				в о д ы				после ге- нерат.	перед смес- ителем	во всасы- вающей трубе			час.	мин.
после гене- рат.	перед очисткой	перед сме- сителем	во всасы- в. трубе	до очист.- теля	после очи- стителя	после дви- гателя								
335	291	13	18	7	18	65	15	256	360	557	0,73	28,0	00	55
—	—	12	23	8	22	68	16	243	339	530	0,94	31,3	3	55
—	—	13	26	7	21	63	19	232	332	557	0,83	28,5	8	01
421	—	16	25	8	23	67	21	260	369	561	0,71	27,1	3	13
361	—	17	24	10	—	63	16	190	320	—	0,66	27,0	1	35
451	—	15	27	8	22	65	17	209	336	612	0,62	26,6	6	23
421	—	17	28	10	21	70	20	233	346	503	0,52	23,7	6	53
414	—	15	29	11	23	73	27	244	380	503	0,43	20,5	4	15
—	—	14	26	7	36	41	24	300	450	561	0,10	—	1	30
—	—	14	30	8	22	69	28	251	383	422	0,50	19,8	6	40
—	—	13	29	7	21	71	27	231	365	476	0,65	23,8	4	15
427	291	15	27	8	22	67	22	236	357	526	0,63	25,1	—	—

1. Мощность двигателя на газе при заводской установке магнето больше, чем мощность при измененной установке магнето на 28,3—22,2 = 6,1 л. с. (табл. 7). Такое превышение мощности в основном надо отнести за счет влияния угла опережения, так как температура рабо-

чей смеси и разрежение при испытании с разными α практически одинаковы, заметного влияния процента влажности топлива и калорийности газа на мощность двигателя при данных испытаниях также не обнаружено.

Указанное обстоятельство обязывает

Анализ газа из установки НАТИ-3 на продолжительной работе (50 час.)

Дата испытаний	Состав в объемн. %						Среднее из колич. замер.	Калорийность газа— кал/м ³ при 0° 760 мм - Hg		
	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂				
30/XII 1933	14,68	1,40	16,13	11,00	2,05	54,74	3	962,0	—	—
4/I 1934	12,66	0,73	17,29	9,19	3,21	56,92	8	1 046	—	$\alpha=32^\circ$
5/I 1934	14,39	0,51	17,65	11,46	2,89	53,1	7	1 079	—	—
10/I 1934	15,28	0,43	18,59	10,56	4,14	51,0	8	1 190	1 115	$\alpha=32^\circ$
11/I 1934	14,15	0,49	14,9	10,47	4,08	55,91	7	1 070	—	—
Среднее из 5, 10, 11 января 1934	14,60	0,47	17,04	10,83	3,73	53,33	—	1 115	—	—

считать основными испытаниями испытания, проведенные с нормальной установкой магнето.

В связи с этим наши дальнейшие выводы и рассуждения будут касаться исключительно этих испытаний.

2. Часовой расход топлива при максимальной мощности $N_e = 28,3$ л. с. и нормальном числе оборотов $n = 1\,050$ об/мин.

$$Q = \frac{Q_1}{t} = \frac{723}{24,46} = 29,5 \text{ кг.}$$

3. Удельный расход топлива:

$$q = \frac{Q_1}{N_e} = \frac{29,5}{28,3} = 1,04 \text{ кг/л. с. ч.}$$

4. Напряжение в зоне горения составляет:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{29,5}{0,785 \cdot 0,22^2} = 940 \text{ кг/м}^2 \text{ час.,}$$

где $D = 200$ мм — диаметр камеры горения на уровне фурм.

5. Режим установки в отношении температуры газа, воды и разрежений в продолжение всех 50 час. работы двигателя при максимальной нагрузке был очень устойчивым. В табл. 8 приведены средние значения по указанным показателям за каждый день и за все время работы.

Сопротивление генератора	$h_1 = 236$ мм вод. ст.
» очистителя и газопровода	$h_2 = 121$ » »
» смесителя и всасыв. трубопровода	$h_3 = 169$ » »
Суммарное сопротивление (во всасывающем трубопроводе)	$h = 526$ » »

Температура рабочей смеси во всасывающем трубопроводе по приближенной формуле:

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{15 + 22}{2} = 18,5^\circ \text{ C}$$

по непосредственному замеру $t = 27^\circ \text{ C}$.

Примечание. Разницу в температурах надо отнести за счет подогрева рабочей смеси во всасывающей трубе и самого термометра за счет излучения горячих стенок выхлопного коллектора.

6. Средняя теплотворная способность газа: $H_u \sim 1\,115$ кал/м³ (табл. 9).

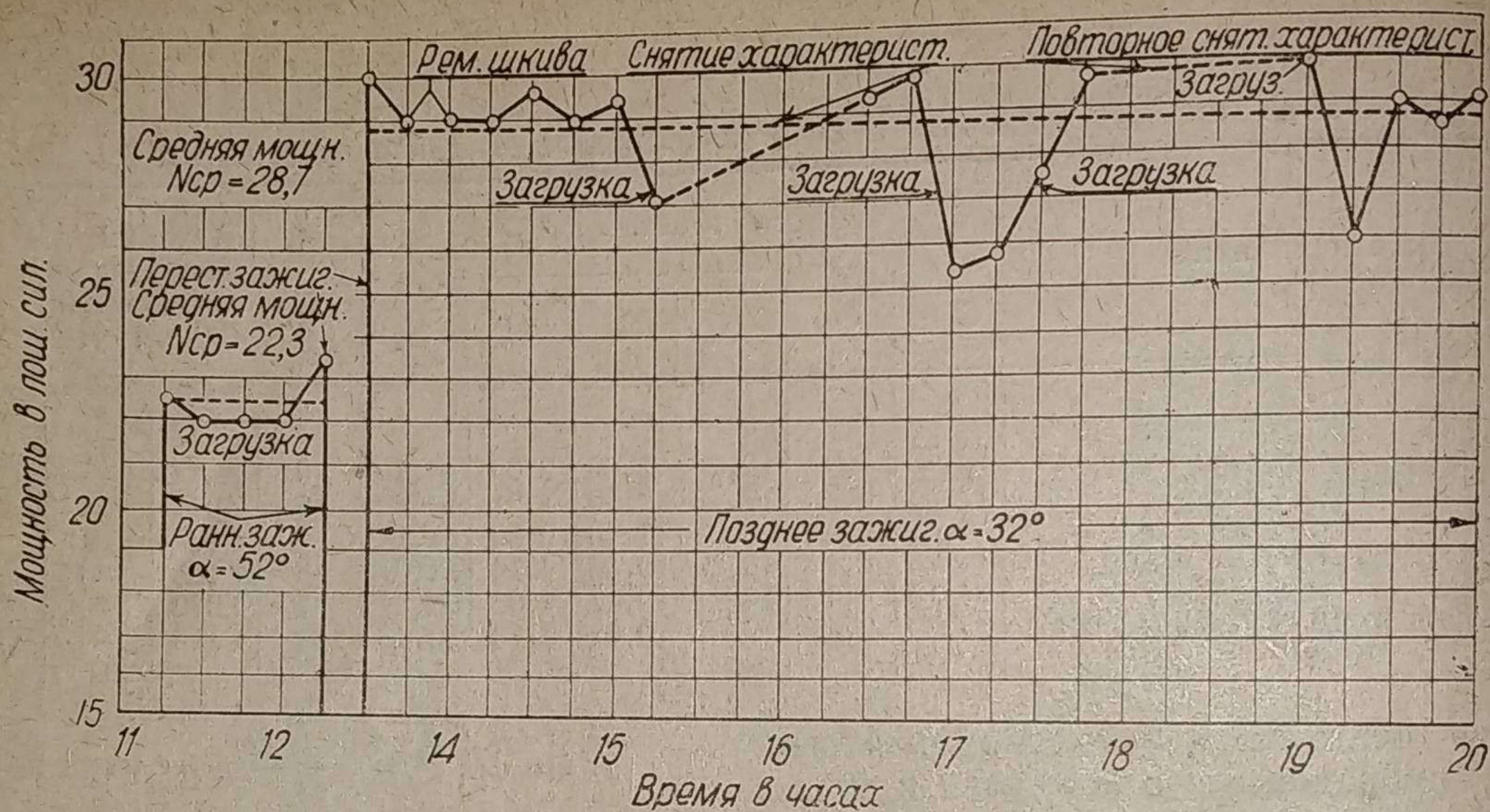
7. Режим мотора при работе на газе при $n = 1\,050$ об/мин представлен нами двумя графиками.

График первый (фиг. 12) дает представление об изменении по времени большей средней мощности, полученной за время испытания. Второй график (фиг. 13) — меньшей мощности.

Примечание. На графике (фиг. 12) показана величина средней мощности до и после перестановки магнето.

Из этих графиков видно, что колебание мощности от средней ее величины не превышает 7,5—11,5% в сторону уменьшения и 3—4,5% в сторону повышения. Наибольшее падение мощности

относится к моментам догрузки топлива и в некоторых случаях к моментам заедания топлива в генераторе (см. ниже).



Фиг. 12

Если в практической работе будет необходимость получать мощность более равномерную, то для этого догрузку топлива надо производить не через 1 час, как это делалось при испытаниях, а через 45—50 мин. Это положение подтверждается и практикой (испытания на катере) и приводимыми графиками.

9. Сравнивая мощность мотора на газе при парадных условиях, т. е. по внешней характеристике, со средней мощностью при тех же оборотах в рядовой длительной работе, мы видим, что эти мощности разнятся между собой на 1,6 л. с.:

$$\left. \begin{array}{l} \text{по характеру. } N_e = 29,8 \text{ л. с.} \\ \text{по длит. работе } N_e = 28,3 \text{ л. с.} \end{array} \right\} n = 1050 \text{ об/м} \\ \text{1,6 л. с.}$$

Полученная разность объясняется в основном тем, что внешняя характеристика снималась в моменты лучшей работы мотора и в продолжение короткого промежутка времени.

10. Потеря газовой мощности при длительной работе по сравнению с керосиновой составляет 14%.

$$\Delta N_e = \frac{33,0 - 28,3}{33,0} \cdot 100 = \frac{4,7}{33,0} \cdot 100 = 14\%$$

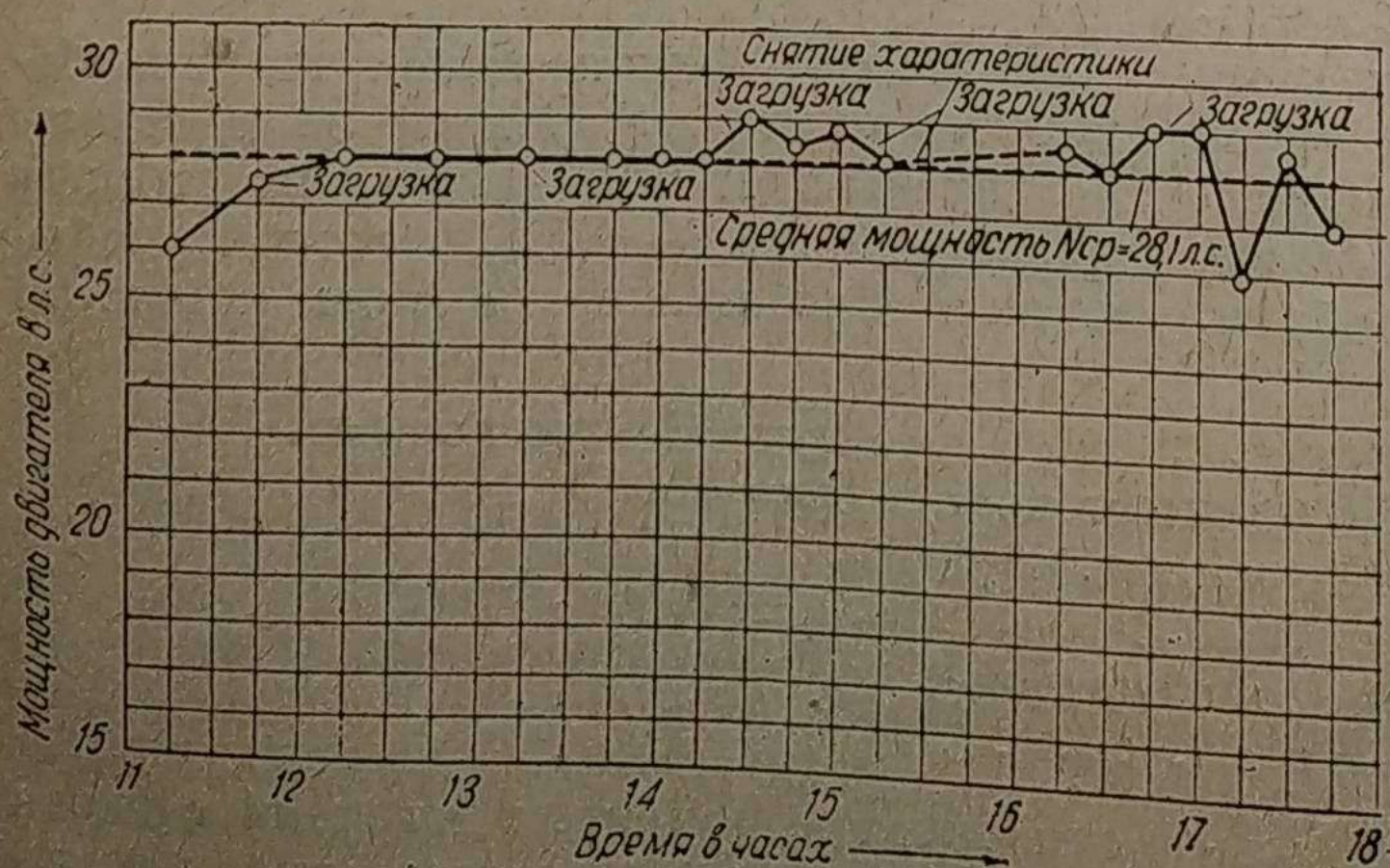
Сравнительно небольшой процент потери мощности объясняется:

- 1) повышенной степенью сжатия $\epsilon = 6$;
- 2) достаточно хорошим охлаждением газа (15° перед смесителем);
- 3) сравнительно небольшим сопротивлением всей газогенераторной установки со смесителем и всасывающим коллектором (разрежение во всасывающей трубе $\eta = 526$ мм вод. ст.).

Примечание. Разрежение во всасывающей трубе при работе на керосине $\eta = 970$ мм вод. ст. при $n = 1050$ об/мин (см. фиг. 11);

4) сравнительно хорошей теплотворной способностью газа $H_u = 1115$ кал/м³.

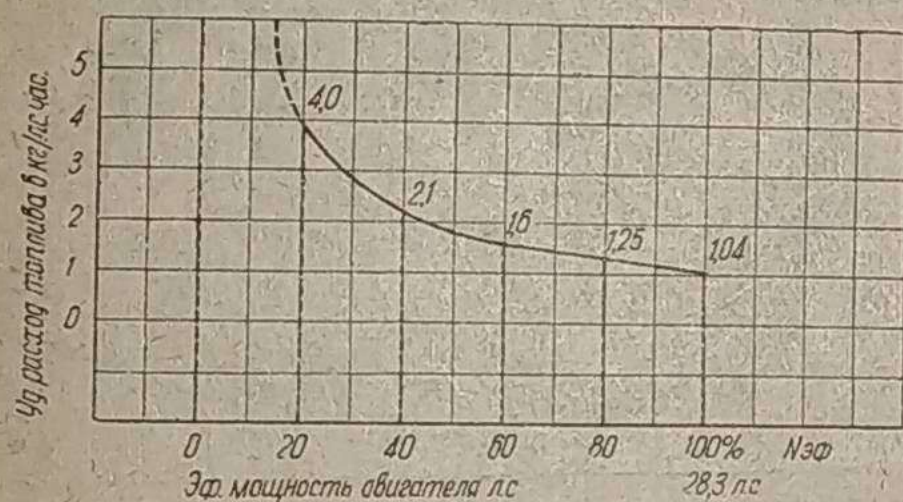
Последний показатель нельзя признать значительным, так как теплотворная способность газо-воздушной смеси сравнительно небольшая: $H_u' = 508$ кал/м³ при $\alpha = 1,2$.



Фиг. 13

в) Определение удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки мотора

Для получения данных по удельному расходу в зависимости от нагрузки был включен регулятор. Мотор загружался от 0 (холостой ход) до получения максимальной мощности (полное открытие дроссельной заслонки). Данные этого испытания сведены в табл. 10, на основании которой и построена кривая фиг. 14.



Фиг. 14

Надо отметить, что при этом испытании максимальная мощность получилась меньше ранее полученной ($N_e = 28,3$ л.с.) по причинам, указанным в разделе «Работа в берег» (испытание на катере).

На приведенной кривой эта разница показана пунктиром (правый конец кривой).

Таблица 10

Мощность двигателя в л.с. N_e	Число оборотов в мин. n	Часовой расход топлива в кг Q	Удельный расход топлива в л.с.ч. q	Примечание
Холостой ход	1 135	12,2	1	
5,2	1 130	22,4	4,3	
12,5	1 140	24,3	1,95	
21,2	1 145	28,6	1,35	
27,2	1 140	30,6	1,12	
28,3	1 050	29,5	1,04	
				Влажность дров 24%
				Средние данные из продолж. работы

6. Положительные качества установки, выявленные в процессе испытаний

1. Двигатель показал абсолютную надежность при работе на генераторном

газе; свечи ни разу не подвергались чистке, загрязнение мотора в отношении нагара незначительное (фиг. 15а, б, в); перебоев в работе из-за двигателя не было. Следует отметить исключительную мягкость работы двигателя на газе по сравнению с работой на керосине и на бензинобензольной смеси, а также и способность его держать малые обороты (до 140 об/мин). Двигатель сохраняет удовлетворительную приемистость даже после 10 мин. холостой работы на малых оборотах.

2. Газовый смеситель. Эжекционный принцип смешения оказался способным поддерживать постоянство соотношения между газом и воздухом на всех режимах работы мотора: начиная от холостого хода при $n=140$ об/мин и кончая максимальной мощностью при $n=1350$ об/мин. На всем этом широком диапазоне нагрузки почти не требовалось обращаться к воздушному дросселю.

3. Газогенератор. За все время испытаний по вине газогенератора не произошло ни одной остановки. Колебания в качестве газа наблюдались небольшие. Разница не превышала в среднем 100 кал/м³. При догрузке топлива генератор с открытым лючком способен давать газ, на котором двигатель развивает около 24—25 л.с. при увеличении подачи воздуха в смесителе.

4. Очиститель. В процессе испытаний по вине собственно очистителя перебоев в работе не было. Очиститель хорошо охлаждает газ (температура газа перед смесителем 15°), хорошо осушает его. Влажность газа после очистителя представляет влажность насыщения при данной температуре.

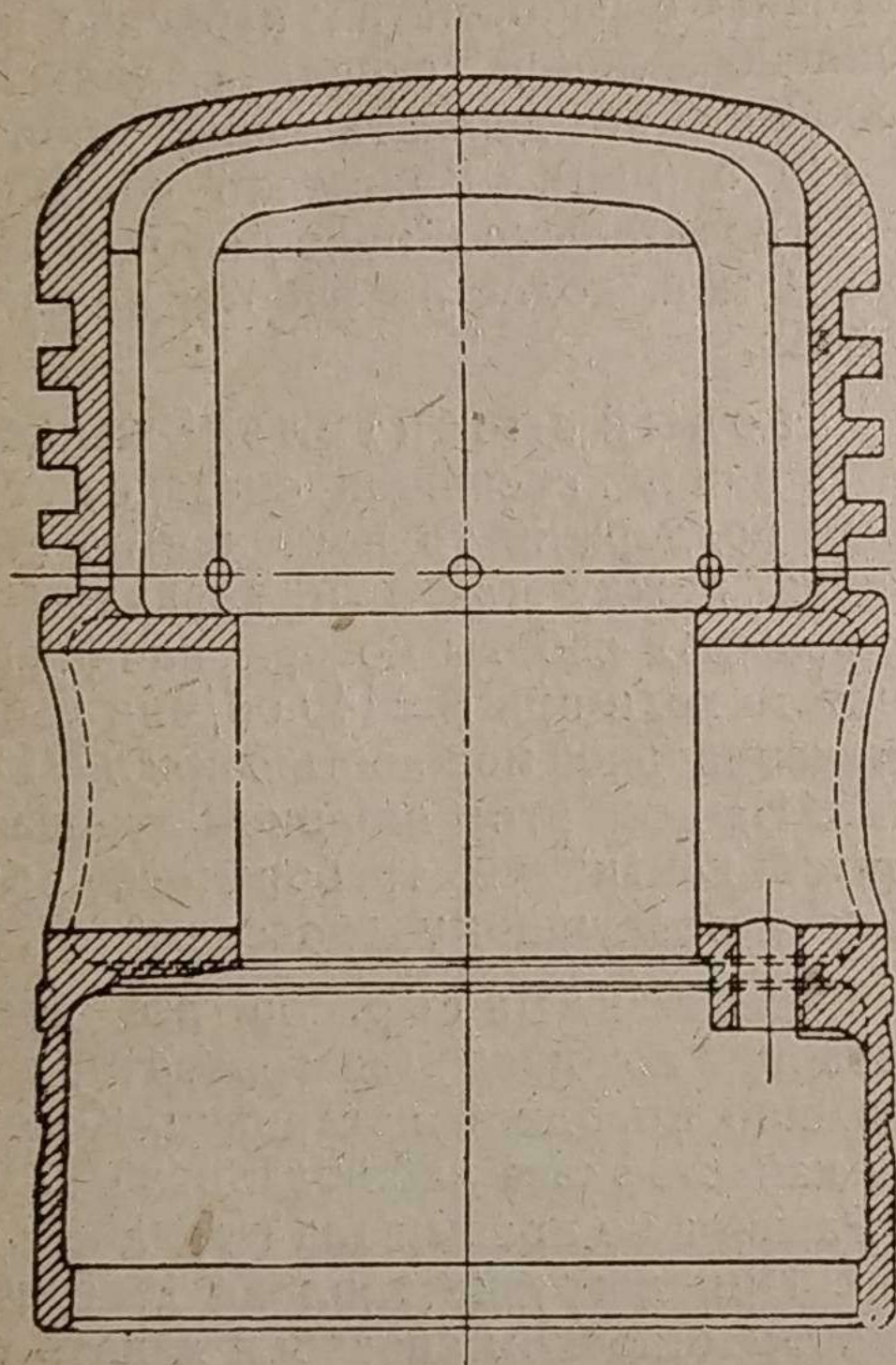
7. Недостатки газогенераторной установки, выявленные в процессе испытаний и во время разборки

В части конструкции наблюдались те же недостатки, которые уже были выявлены при испытании на катере (раздел VI*)

При разборке газогенераторной установки и двигателя после всех испытаний было обнаружено:

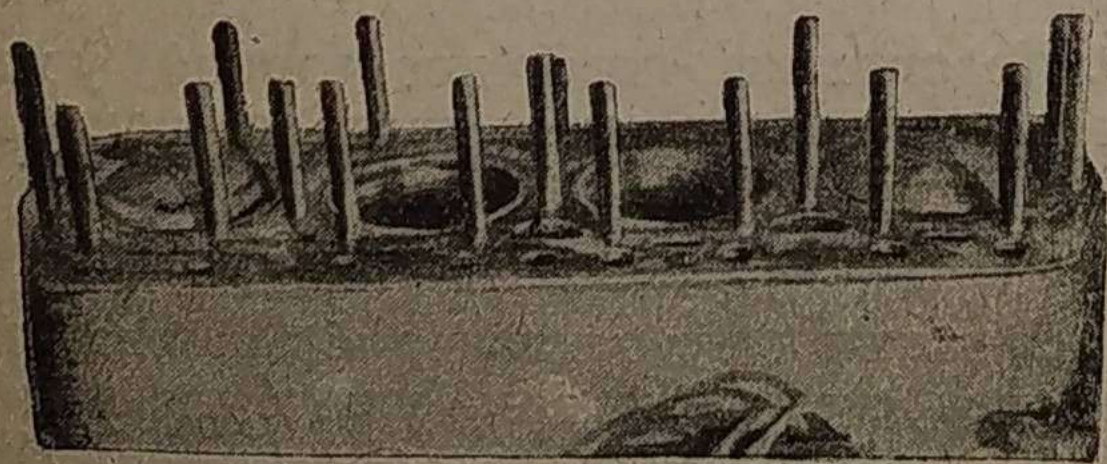
* Испытания на катере по времени происходили раньше лабораторных.

1. Двигатель. На цилиндрической части камеры сжатия у двух цилиндров, а также по периферии днища поршней обнаружено небольшое количество нагара (фиг. 15,а,б). Из 4 камер сгорания всего вынуто 4 г нагара.



Фиг.15

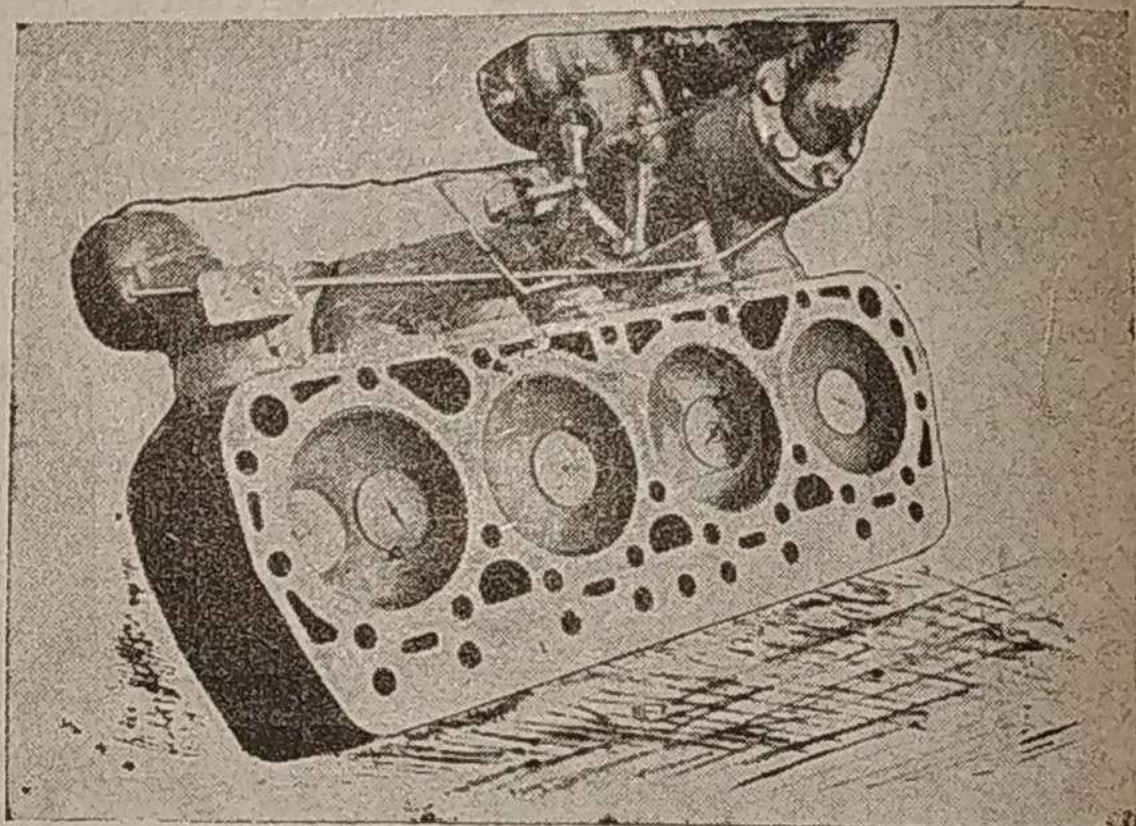
2. Генератор. а) При отвинчивании одна из бронзовых футорок, соединяющих внутренний кожух генератора с камерой горения, лопнула. В изломе обнаружена значительная пористость материала. Кроме этой причины, повидимому, материал сделался хрупким в результате нагрева, которому футорка подвергается в процессе работы (400—600°).



Фиг. 15а

б) Три фурмы со стороны зоны горения оплавилась. Отверстия их уменьшились с 8 мм до 2—3 мм.

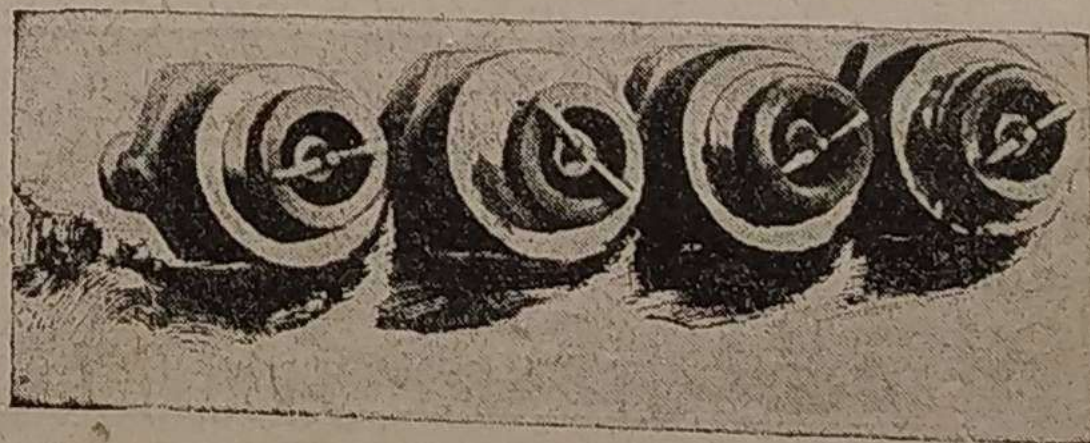
в) Камера горения с внутренней стороны покрылась незначительным слоем окалина, достигающим до 1—1,5 мм в горловине. При ударах молотка окалина отбивается с трудом.



Фиг. 156

г) Болты, крепящие камеру горения и изоляционный капот ее, загорелись.

3. Очиститель, газопроводы и смеситель. Внутренние стенки верхней части очистителя покрыты слоем сажи.



Фиг. 15в

Вес сажи, собранной из патрубка очистителем, — 13 г, собранной из газового патрубка смесителя — 16,4 г.

Труба от очистителя к двигателю и всасывающая загрязнены меньше. Труба от генератора к очистителю загрязнена незначительно. Последнее обстоятельство вынуждает предполагать, что часть сажи образовалась в самом очистителе как продукт обратных химических реакций газообразования.

8. Основные показатели, полученные при лабораторных испытаниях

1. Максимальная мощность двигателя ХТЗ при $n = 1050$ об/мин (из характер.):

- | | |
|---|----------------------------|
| а) На керосине $\epsilon = 4,25$ | $N_e = 33,0$ л. с. |
| б) На бензино-бензольной смеси (70% бензина + 30% бензола) $\epsilon = 6$ | $N_e = 38,7$ » |
| в) На газе $\epsilon = 6$ | $N_e = 29,8$ » |
| 2. Средняя максимальная мощность двигателя на газе $n = 1050$ об/мин при длительной работе $\epsilon = 6$ | |
| | $N_e = 28,3$ » |
| 3. Парадная потеря мощности на валу двигателя при работе его на газе (из характер.) | |
| | $\Delta N_e = 10\%$ |
| 4. Потеря мощности на валу двигателя при длительной работе его на газе | |
| | $\Delta N_e = 14\%$ |
| 5. Удельный расход жидкого топлива при $n = 1050$ об/мин (из характер.) | |
| | $q = 312$ г/л.с.ч. |
| 6. Уд. расход дров при $n = 1050$ об/мин (из длит. работы на макс. мощности) | |
| | $q' = 1,04$ кг/л.с. |
| 7. Часовой расход дров при максим. мощности (28,3 л. с.) в условиях длительной работы | |
| | $Q_1 = 29,5$ кг/ч. |
| 8. Температура: | |
| а) газа после генератора | $t_1 = 427^\circ\text{C}$ |
| б) газа перед очистителем | $t_2 = 291$ » |
| в) газа после очистителя (перед смесителем) | $t_3 = 15$ » |
| г) газа воздушной смеси (во всасывающ. коллекторе перед входом в головку) | $t_4 = 27$ » |
| д) воды, поступающей в очиститель | $t_5 = 8$ » |
| е) воды, выходящей из двигателя | $t_6 = 67$ » |
| 9. Сопротивления: | |
| а) генератора | $\eta_1 = 236$ мм. в с. т. |
| б) очистителя и газопровода | $\eta_2 = 121$ » » |
| в) смесителя и всасыв. трубопровода | $\eta_3 = 169$ » » |

Суммарное сопротивление во всасыв. трубопроводе $\eta = 526$ мм в. с. т

Суммарное сопротивление во всасыв. трубопроводе при испытании на керосине (фиг. 11) $\eta = 970$ »

10. Химический состав газа:

$\text{CO}_2 = 14,6\%$	$\text{H}_2 = 10,83\%$
$\text{O}_2 = 0,47\%$	$\text{CH}_4 = 3,73\%$
$\text{CO} = 17,04\%$	$\text{N}_2 = 53,33\%$

11. Теплотворная способность газа $H_u = 1115$ кал/м³

12. Теплотворная способность газо-возд. смеси при $\alpha = 1,2$ $= 503$ кал/м³

13. Напор воды перед очистителем $= 0,63$ атм

14. Расход воды в очистителе $= 25$ лит/мин.

VI. ИСПЫТАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО КАТЕРА «МСВ-27-НЛТИ-3 НА МОСКВА-РЕКЕ

Опробование, наладка и испытание газогенераторного катера проводились на

Москва-реке в районе Московской судовой верфи в период со 2/XI по 15/XI 1933 г.

Ввиду весьма ограниченного срока (16 ноября Москва-река стала) испытания были проведены по сокращенной программе:

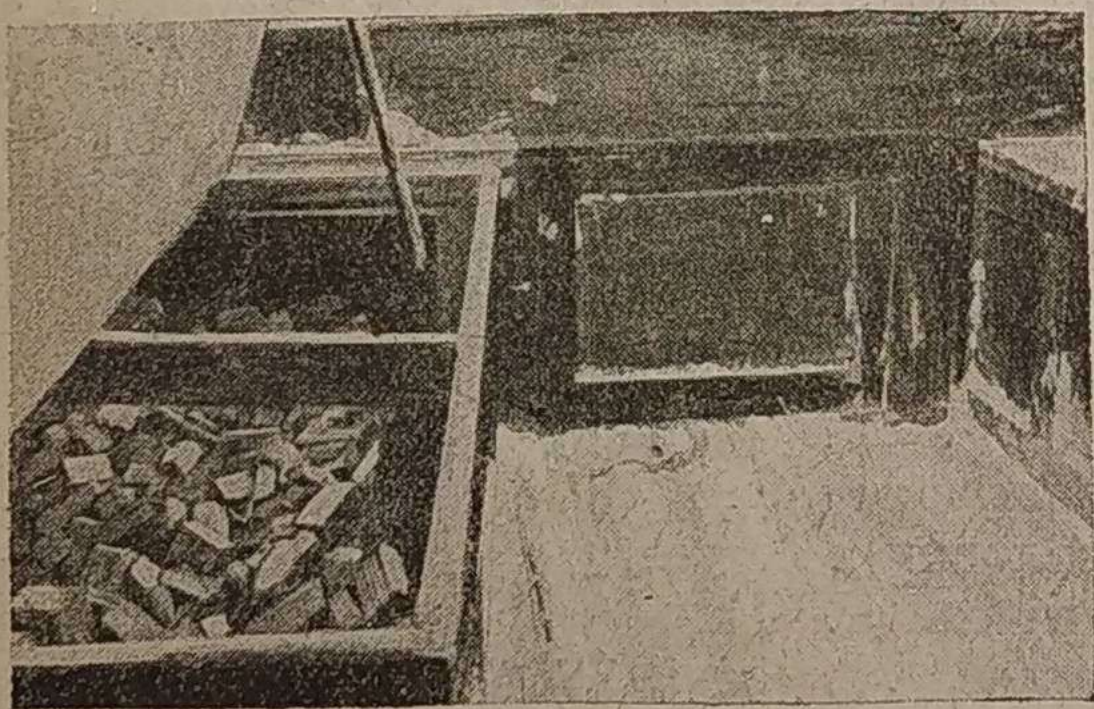
1. Испытание на швартовых.
2. » на ходу порожнем (скоростные испытания порожнем).
3. Работа в берег (как худшие условия для работы катера).

1. Топливо, его заготовка и загрузка в генератор

В качестве топлива при испытании катера пользовались отходами судовой верфи: старыми дубовыми ободьями и обрезками сосновых досок.

Влажность этого топлива по данным физико-химического отдела НАТИ составляла (в %)

Дубовые чурки	— 19 ⁰ / ₀
Сосновые »	— 23 ⁰ / ₀



Фиг. 16

Обрезки досок и ободья нарезались моторной пилой и раскалывались на чурбачки 60×60×40 мм. Указанный размер чурбачков не всегда выдерживался. Иногда он колебался от 40 до 120 мм по длине чурбачка. Размер заготовленных



Фиг. 17

дров и место хранения их на катере показаны на рис. 16.

При применении длинных чурбачков, как правило, генератор работал неустойчиво: топливо заедало, образовывались прогары и т. д. Все испытания в основном проведены на смеси дубовых и сосновых чурбачков в пропорции 1:1.

Расход топлива замерялся мешками. Средний вес мешка 11,4 кг.

Загрузка в генератор происходила из машинного отделения через люк в тенте (420×710 мм). Момент загрузки показан на фиг. 17.

2. Установка регулятора

Регулятор был отрегулирован при пробеге катера порожнем. При полном открытии дросселя в зависимости от качества и влажности топлива мотор держал 1 130—1 160 об/мин. На данной установке регулятора и были проведены все дальнейшие испытания.

Кривые и графики, полученные при испытании, отнесены к числу оборотов гребного вала, который напрямую реверсивной муфтой системы Автодор соединен с коленчатым валом двигателя. Число оборотов гребного вала находилось делением оборотов валика электрогенератора на передаточное число. Электрогенератор приводился в движение от валика магнето посредством ремня трапецеидального сечения (фиг. 18).

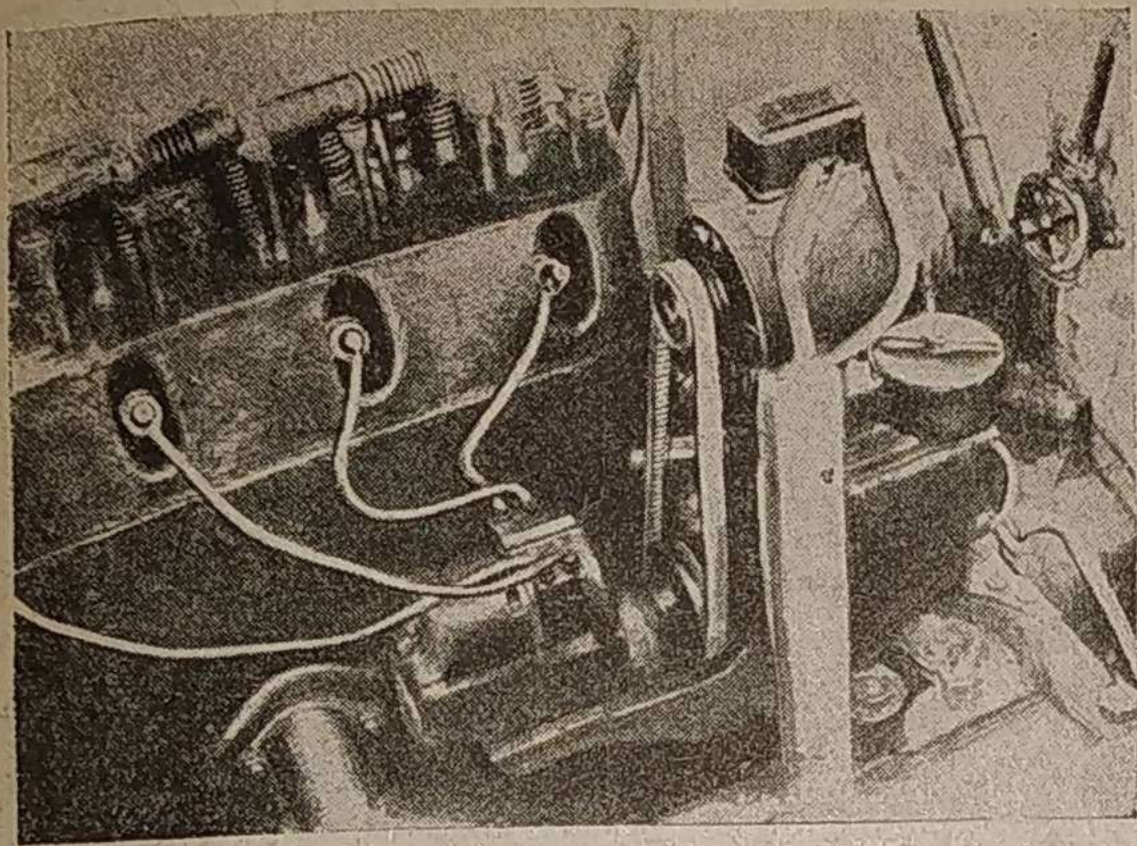
Передаточное число к гребному валу, определенное при испытании, оказалось равным:

$$i = 1,81 - 1,801.$$

3. Испытание на швартовых

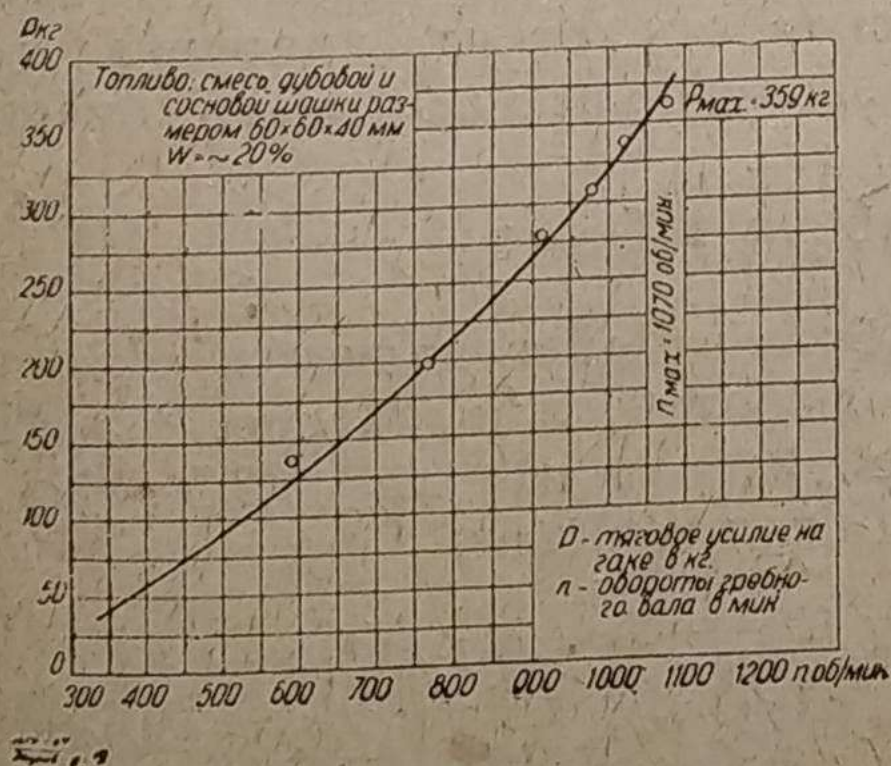
При этом испытании катер привязывался канатом к берегу. Тяговое усилие замерялось динамометром системы Поликейт. Регулировка воздуха на каждой точке давалась наивыгоднейшая. Результаты динамометрирования и данные замеров по основным показателям представлены на диаграммах фиг. 19 и 20.

Максимальное тяговое усилие при полном открытии дросселя получилось равным $P_{\text{макс}} = 359$ кг при $n = 1\,070$ об/мин гребного вала (рис. 19). Указанному тяговому качеству катера соответствовал режим установки и окружающей среды (фиг. 20):



Фиг. 18

1. Температура выходящей из двигателя воды $t_2 = 70^\circ$
2. Температура рабочей смеси (температура замерялась во всасывающем трубопроводе перед входом в головку) $t_1 = 33^\circ$
3. Температура воздуха в машинном отделении (на расстоянии 1,5 м от генератора) $t_3 \cong 15^\circ$
4. Температура воды в реке $t_4 = +20^\circ$
5. Сопротивление всей установки (до смесителя) $H \cong 300$ мм вод. ст.
6. Напор воды (зам. после ред. клапана) $p' = 0,8$ атм.



Фиг. 19

Необходимо отметить, что температура рабочей смеси, полученная при данном и последующих испытаниях, является преувеличенной, так как несмотря на изоляцию термометра, подогрев последнего, как подогрев и самой смеси выхлопным коллектором, несомненно, имел место.

Для сравнения с полученными нами данными укажем, что такой же катер, с таким же винтом, но с двигателем дизеля фирмы Юнкерс в 30 л. с. при швартовых испытаниях показал максимальное усилие на газе $P_{\text{макс}} = 393$ кг при

$n = 888$ об/мин коленчатого вала. Нормальное число оборотов вала для данного двигателя $n = 1200$ об/мин (по данным Московской судовой верфи).

4. Испытание на ходу порожнем

Всего скоростных испытаний катера было проведено три.

Первое испытание—на мерном участке реки: от башни Моссудовой верфи до верхнего Окружного моста и обратно. Длина участка в один конец по данным верфи 1,9 км.

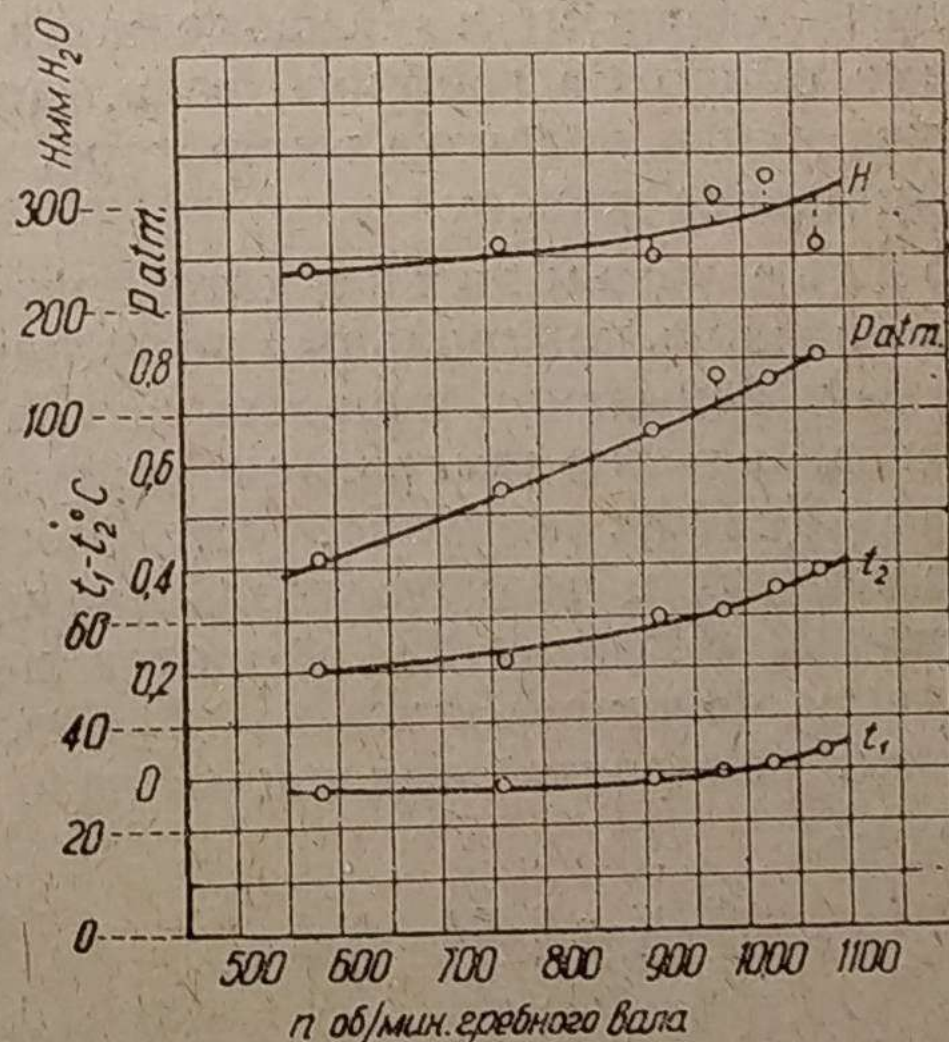
Скорость катера получилась:

- а) при ходе вверх 11,2 км/час.
- б) » » вниз 12,1 » »

Средн. 11,7 км/час

Второе испытание было проведено на участке реки: Верфь—Парижская Коммуна—Дорогомилово—Верфь.

Длина участка—26,65 км (определена по карте).



Фиг. 20

Скорость:

- а) при ходе вверх 10,6 км/час.
- б) » » вниз 12,0 » »

Средн. 11,3 км/час.

Режим работы газогенераторной установки в условиях пробега катера отражен нами на рис. 21, где H —сопротивление установки в мм. вод. ст.; t —температура воды, выходящей из двигателя, и n —число оборотов гребного вала в мин. (пунктирная линия ремонт муфты).

Кроме того, во время пробега замерены:
 Средн. температура рабочей смеси $t_1^\circ = 32,5^\circ\text{C}$
 Средн. температура воздуха в маш. отд. $t_2^\circ = 20^\circ\text{C}$
 Средн. температура воды в реке $t_3^\circ = +1^\circ\text{C}$

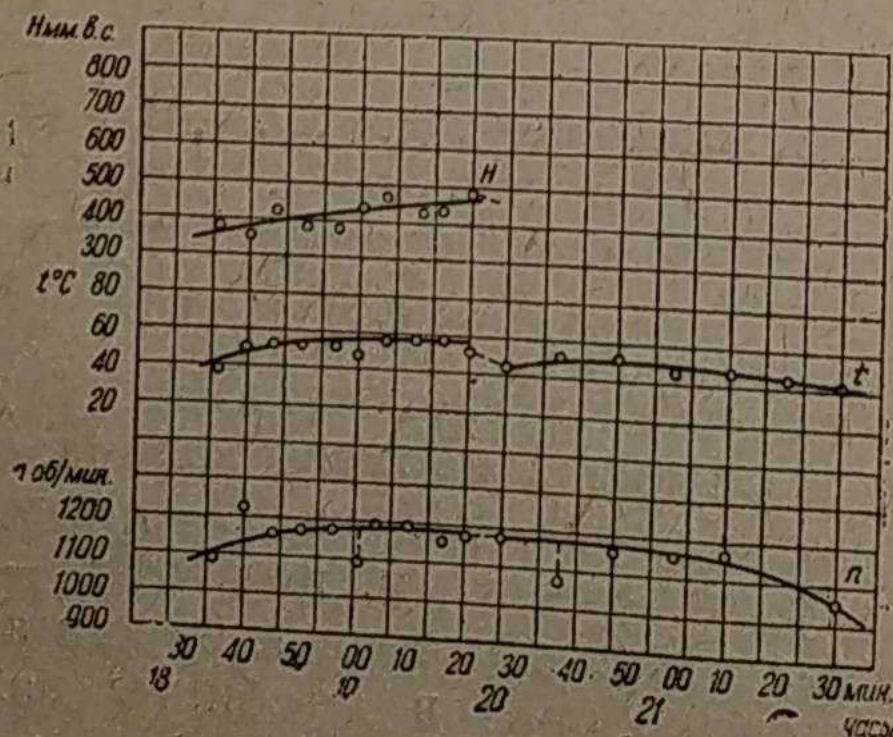
Кривая оборотов гребного вала (n) показывает изменение последних по времени, начиная от выхода катера и кончая моментом причаливания его к берегу при возвращении. Точки, выпавшие из кривой вниз, показывают число оборотов гребного вала при замедленном ходе катера, имевшем место при пробеге.

Сопротивление генератора (H), как это видно из графика, все время колеблется и в то же время заметно повышается. Колебания характеризуют состояние режима в генераторе; повышение сопротивления говорит об увеличении количества золы в восстановительной зоне. Ни первое ни второе явления заметным образом не сказываются на режиме оборотов гребного вала, как не сказывается и догрузка генератора, производившаяся находу.

Третье испытание катера на скорость являлось контрольным испытанием. При этом испытании скорость катера относительно воды замерялась вертушкой «Лагу» (лабор. гидравл. уст. Московского института водного хозяйства и мелиорации). Каждые 25 оборотов винта вертушки фиксировались электрическим звонком; скорость подсчитывалась по формуле.

$$V = \frac{0,295 \cdot n \cdot 3600}{1000} \text{ км/час.},$$

где n — число оборотов винта вертушки в сек.,



Фиг. 21

0,295 — эксперим. коэф.; последний действителен только при $n > 1,89$.
 Замеры, имевшие место при данном испытании, сведены в табл. 11.

Таблица 11

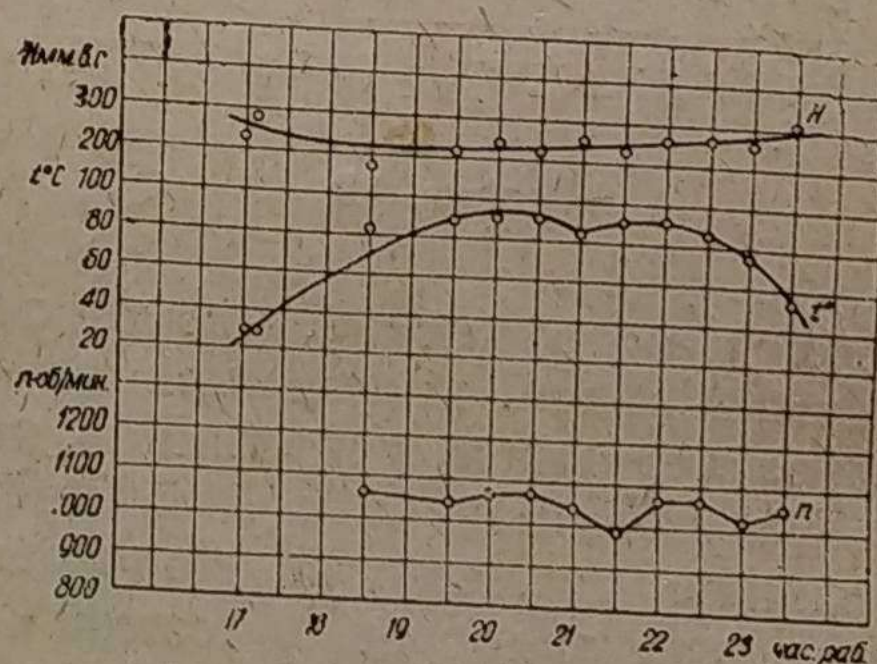
№ опытов	Продолж. опыта в сек. t	Число оборотов вертушки n об/сек	Скорость катера в км/час V	Среднее число обор. вала за время опыта n в об/мин	Направление катера
1	9,2	100	11,55	—	По течению реки
2	8,5	100	12,50	—	
3	9,3	100	11,40	—	
4	8,5	100	12,50	1 131	
5	8,6	100	12,35	—	
Среднее	9,0	100	11,80	—	
	—	—	12,02 км/ч	—	

Таким образом скорость катера получилась равной $V = 12$ км/час.

Гарантировать точно пройденное расстояние 1,9 км при первом испытании и 26,65 км при втором испытании нельзя, так как вести катер точно по вымеренному фарватеру практически невозможно. На основании этого мы полагаем, что скорость катера, замеренная вертушкой, заслуживает большего доверия.

5. Работа в берег

Работа в берег является самой трудной работой для катера. Из 41 часа общей работы на газе 29,5 час. катер отработал в берег.



Фиг. 22

В течение всего этого времени велись наблюдения за режимом установки и мотора.

Графическое изображение указанных режимов представлено на фиг. 22 за 11 ноября и на фиг. 23 за 13 ноября.

Средние величины замеров в дни испытаний помещены в табл. 12 и 13.

Таблица 12

Дни испытаний	11/XI	12/XI	13/XI	14/XI
	в градусах Ц			
Температура рабочей смеси	33	31	29,5	29
Температура воздуха в машинном отд. .	12	18,5	21	17
Температура воды в реке	+1	+1	+1,2	+1
Температура воздуха.	—	—	—	—5

Таблица 13

Дата испытания	Средние данные за испытание			
	число об. гр. вала об/мин n	миним. напор воды перед очист. в ат. Р	Спротивл. установки до смесителя в мм вод. ст. H	Температура воды, выходя из двигателя в °Ц t
11/XI	1 044	0,63	245	73
12/XI	1 020	0,62	356	61
13/XI	1 041	0,77	476	63
14/XI	846 *	0,44 *	517	30 *
Средн.	1 038	0,67	—	—

Анализируя графики и данные таблиц, мы видим, что:

1) сопротивление газогенераторной установки (до смесителя) с течением времени растет. Среднее значение этого сопротивления (рис. 22 и табл. 13) равняется $H=245$ мм вод. ст. и по графику (фиг. 23) это же самое сопротивление повышается уже до $H=476$ мм и к концу испытаний достигает $H=517$ мм вод. ст.

Систематическое увеличение сопротивлений в течение всех испытаний объясняется тем, что удаление золы из вос-

становительной зоны генератора через колосниковую решетку идет медленнее, чем ее образование. Это обстоятельство вызывается, с одной стороны, тем, что колосниковая решетка, оправдавшая себя в условиях работы на тракторах, в условиях катера не справляется со своей работой ввиду отсутствия достаточной встряски генератора;

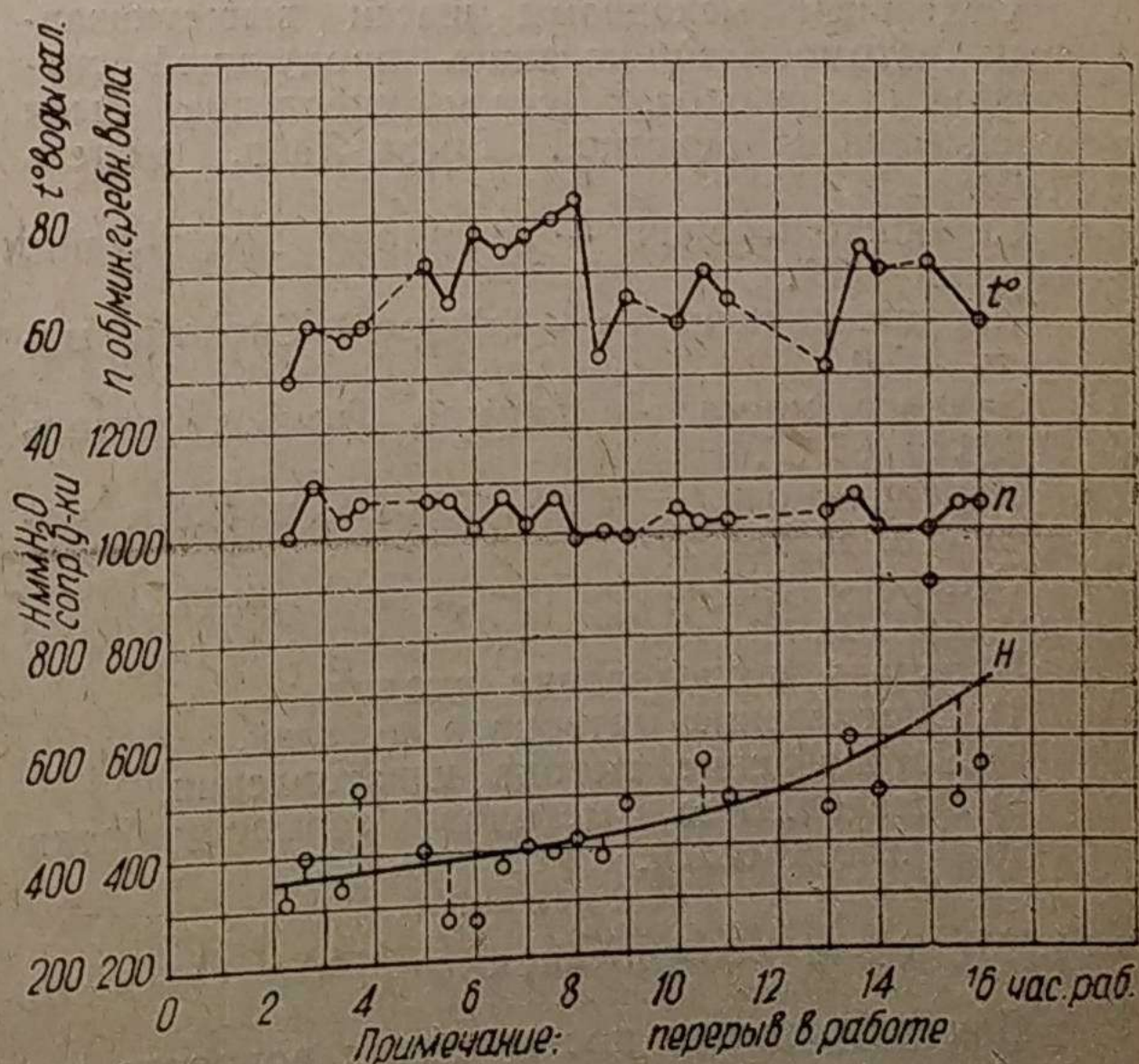
2) резкое повышение сопротивления (выскакивающие точки вверх) происходит, главным образом, в моменты заедания топлива, образования сводов, прогаров, что наблюдалось почти, как правило, за 10—20 мин. до очередной загрузки топлива;

3) резкое понижение сопротивления (выпадающие точки вниз) наблюдалось после продолжительных остановок мотора и генератора;

4) число оборотов гребного вала заметным образом падает с увеличением сопротивления выше 400 мм вод. ст. (фиг. 23).

Температура рабочей смеси в продолжение всего этого испытания в среднем остается почти постоянной, таким образом, влияние ее на обороты двигателя исключается;

5) температура воды в двигателе падает в соответствии с падением мощности (или n); на мощность же двигателя, как указывалось нами в предыдущем испытании, она не влияет решающим образом в указанном интервале ее изменения.



Фиг. 23

* Исключение из подсчета средних значений в виду ненормальной работы двигателя.

6. Основные показатели установки, выявленные или подтвержденные при испытании катера.

а) Вес загружаемого в генератор топлива	52 кг
б) Нормальный размер чурбачков (при большом размере происходит заедание топлива в бункере)	60 × 60 × 40 мм
в) Эксплуатационный расход топлива в час (включая пережог, раструску и т. д.)	37 кг/ч
г) Продолжительность работы на одной загрузке	40—60 мин.
д) Пуск двигателя на жидком топливе	6 мин.
е) Переход двигателя с жидкого топлива на газ	3 мин.
ж) Очистка зольника	один раз в сутки
з) Температура воды, выходящей из двигателя	70—80° Ц
и) Сопротивление установки до смесителя (при надлежащей прочистке и встряске колосниковой решетки)	300—350 мм вод. ст.
к) Напор для очистителя	0,7—0,8 атм
л) Тяговое усилие на швартовых (максим.)	359 кг
м) скорость на ходу порожнем	12 км/час
н) Число оборотов двигателя:	
а) на ходу порожнем	1130 об/мин.
б) на швартовых	1070 »
в) при работе в берег	1038 »

Б. И. Гостев и Е. М. Швецова

Материал деталей шасси многотоннажных грузовых автомобилей американского производства

Объектом для данного исследования послужили детали шасси грузовых автомобилей производства 1934 г. фирм: Уайт, Броквей, GMC, MASK.

Отдельные механизмы шасси вышеуказанных автомобилей являлись продукцией специальных заводов. Детали сцепления были представлены фирмой Браун-Лайп, модель 1100.

Коробка передач — фирмой Браун-Лайп, модель 7351.

Кардан. сочленение — фирмой Спейсер, модель 1600.

Заднего моста — фирмой Тимкен, модель 76733 и 65757.

Передней оси — фирмой GMC и Уайт, модель 110 и 615.

Рулевого управления — фирмой Уайт ROSS, модель 760.

В задачу исследования входило:

- 1) Определение материала деталей.
- 2) Установление метода изготовления.
- 3) Установление методов термообработки отдельных деталей.

1. Методика исследования

Для разрешения поставленных вопросов каждая деталь подвергалась предварительному изучению, состоявшему в рассмотрении по-

верхности, определении твердости поверхности и для отдельных деталей также рассмотрении материала в изломе. Составленная на основании этого предварительная характеристика каждой детали указывала дальнейший ход исследования, для которого были применены следующие методы:

1. Химический анализ.
2. Определение твердости.
3. Микроскопическое исследование.
4. Макроскопическое исследование.

Однако поставленное условие — сохранить детали вполне пригодными для дальнейшей их работы на грузовиках, сильно сократило объем исследования, сведя его в отдельных случаях лишь к определению поверхностной твердости детали.

Относительно применявшихся методов исследования необходимо сделать следующие замечания:

1. Испытание твердости производилось различными методами (Бринель, Роквелл, Виккерс, Шор) в зависимости от материала детали, ее размеров, величины твердости.

2. Изучение микроструктуры производилось над материалом большинства поступивших на исследование деталей и являлось методом для решения вопроса о роде и качестве примененной термообработки.