

ФОНДЫ ГОСУДАРСТВЕННОЙ БИБЛИОТЕКИ СССР ИМЕНИ В. И. ЛЕНИНА ЯВЛЯЮТСЯ ЦЕННЕЙШИМ НАЦИОНАЛЬНЫМ ДОСТОЯНИЕМ СОВЕТСКОГО НАРОДА — БЕРЕГИТЕ ИХ!

*

Не делайте никаких пометок и не подчеркивайте текст. Не перегибайте книгу в корешке, не загибайте углы листов.

*

Внимательно просматривайте книгу при получении. Сообщите о замеченных дефектах библиотекарю немедленно.

*

Не выносите книги и журналы из читального зала в буфет, курительную комнату и другие места общего пользования.

*

Книги, полученные по междубиблиотечному абонементу, могут быть использованы только в читальном зале.

*

Возвращайте книги в установленные сроки.

*

В случае инфекционного заболевания в квартире абонент обязан сообщить об этом в Библиотеку.

*

Лица, виновные в злостной порче и хищении книг, отвечают по суду в соответствии с Постановлением СНК РСФСР от 14 сентября 1934 года «Об ответственности за сохранность книжных фондов».

Щ, Н, И, Д, И

9 136
257

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

27

МАШГИЗ 1955

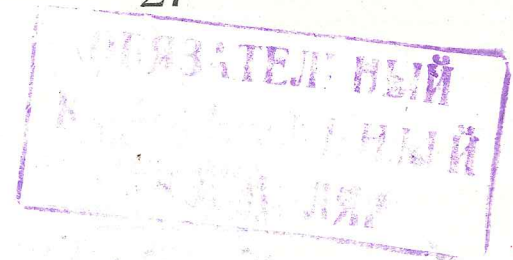
МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР
ГЛАВЛОКОМОБИЛЬДИЗЕЛЬ
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ДИЗЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

9 136
257

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Под редакцией Л. К. КОЛЛЕРОВА

27



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1955 ЛЕНИНГРАД



2010382329

В сборнике помещены результаты экспериментальных и опытно-конструкторских работ ЦНИДИ по газомоторным установкам. К числу таких работ относятся создание газового двигателя мощностью 135 л. с. и утилизационных котлов, дающих горячую воду и пар для хозяйственных нужд.

Приведены результаты экспериментальных работ по использованию в газовых двигателях в качестве топлива сланцевого газа, изложены результаты исследований по определению загрязненности генераторного газа и разобраны водяные системы двухзонных генераторных установок, работающих на торфе.

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

Государственная
Библиотека
СССР
И. М. В. И. Ленин

55 - 80151

Ред

Завед

В. В. Салтыковский

ВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ДВУХЗОННЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ НА ТОРФЕ

В статье приведены результаты исследований характеристик сбросных вод двухзонной газогенераторной установки ОГ-16, работающей на торфе, и даны рекомендации по водяным системам газомоторных установок, использующих торф.

Состав сбросных вод газомоторных установок с газогенераторами имеет важное эксплуатационное значение для решения вопросов отвода этих вод и осуществления замкнутых водяных систем. До последнего времени для газогенераторных установок двухзонного процесса, начинающих сейчас внедряться в народное хозяйство, почти отсутствовали достаточные материалы, характеризующие эти воды, и данное обстоятельство не давало возможности сделать необходимые рекомендации по их водяным системам и, в частности, по вопросу осуществления замкнутых водяных систем.

С целью восполнения указанного пробела в лаборатории газомоторных установок ЦНИДИ в работы по исследованию газогенераторной установки двухзонного процесса был включен раздел по изучению ее сбросных вод.

Исследование проводилось совместно с Ленинградским научно-исследовательским Санитарно-Гигиеническим институтом, в котором Лобиной Н. К. были выполнены очень тщательно и вдумчиво все анализы вод, за что автор приносит ей свою благодарность.

Методика отбора и анализов проб выполнялась по рекомендациям, данным С. Н. Черкинским [1], Ю. Ю. Лурье и А. И. Рыбниковой [2].

Опыты проводились на двухзонной газогенераторной установке типа ЦНИДИ ОГ-16, выпущенной опытной партией заводом им. 25 Октября совместно с серийным двигателем 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с. и предназначенной для газификации кускового торфа и древесной чурки.

Газогенераторная установка ЦНИДИ ОГ-16 имеет следующие основные паспортные характеристики:

Используемое топливо — кусковой торф и древесная чурка влажностью	до 45%
зольностью, рекомендуемой	до 12%
зольностью, максимально возможной	до 18%
Производительность по газу	до 250 м ³ /час
Производительность по топливу (влажностью до 45%)	до 200 кг/час
Удельный расход топлива влажностью до 20%	не более 1 кг/л. с.час
Удельный расход топлива, влажностью до 45%	не более 2 кг/л. с.час
Расход воды на очистку и охлаждение газа и парообразование в испарителе	не более 2000 л/час

При проведении исследования сбросных вод газогенераторная установка работала на машиноформовочном торфе торфопредприятий «Янино» и «Красносельское» Ленинградской области. Эти виды торфа имели влажность от 22 до 53%, а содержание серы 0,1—0,2%.

Схема водяной системы установки с указанием мест отбора проб сбросных вод приведена на фиг. 1.

В процессе исследования были осуществлены два способа отвода сточных вод. Первый способ обычный, как он осуществлен на выпущенных установках ОГ-16, и состоящий в том, что все приемки гидравлического затвора под газогенераторной установкой соединены между собой и из них в места сброса отводится вся вода из приемков.

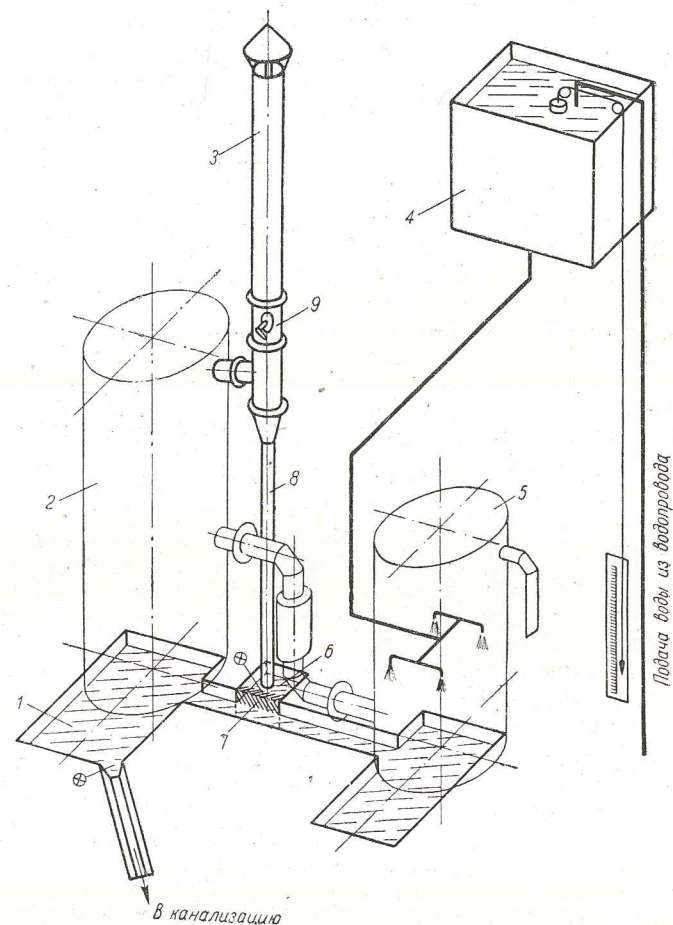
Вторая основная проэкспериментированная схема заключалась в разделении приемков гидравлического затвора на две части, одну под газогенератором и комбинированным очистителем и другую под стояком вытяжной трубы. Из первой части затвора вода отводилась, как и раньше, в канализацию, а из второй периодически вычерпывалась ведром.

Указанное разделение было произведено на основании имевшихся и потом подтвердившихся предположений, что вода в гидравлическом затворе может значительно загрязняться стоками смоляных конденсатов, поступающих из вытяжной трубы газогенератора, нижний открытый конец которой опущен в гидравлический затвор.

Для проверки настоящего предположения в первых опытах по исследованию сбросных вод были взяты пробы конденсата на основной вредный компонент сточных вод — фенолы¹. При этом

¹ Фенолы — ароматические соединения с содержанием гидроксильной группы (ОН), придающие воде неприятный запах, например, карболовая кислота C₆H₅ОН.

было установлено их содержание в конденсате до 20 000 мг/л, при количестве его от 10 до 16 л/час. Произведенное в двух опытах определение общего содержания фенолов показало их величину в 55,5 мг/л в первом опыте и 62,5 мг/л во втором опыте.



Фиг. 1. Схема водяной системы газогенераторной установки ОГ-16:

1 — гидравлический затвор; 2 — двухзонный газогенератор; 3 — вытяжная труба газогенератора; 4 — водяной бак с устройством для замера расхода воды; 5 — комбинированный очиститель; 6 — приемок под вытяжной трубой; 7 — перегородка, отделяющая приемок 6 от затвора 1 для осуществления раздельного отвода вод и конденсата; 8 — стояк вытяжной трубы; 9 — дроссельная заслонка: ⊕ — место отбора проб воды.

После этой проверки, подтвердившей вышеуказанное предположение, что основным источником загрязнений сточных вод является смоляной конденсат из вытяжной трубы, было произведено разделение гидравлического затвора и осуществлен раздельный отвод сточных вод. По данной схеме в дальнейшем и было проведено все исследование.

Раздельный отвод вод и конденсата значительно снизил содержание фенола в водах.

Вместо вышеприведенных значений, количество фенолов в двух последующих опытах, после разделения затвора, составило 10 мг/л и 13,7 мг/л.

Учитывая, что в проведенных опытах с неразделенным и разделенным гидравлическим затвором расходы воды на охлаждение и очистку газа были несколько отличны, соответственно 2000 л/час и 1600 л/час, общее содержание фенолов уменьшилось примерно в 6 раз.

Результаты последних, наиболее полных, опытов по изучению состава сбросных вод приведены в табл. 1. Для сравнения в табл. 2 и 3 приведены опубликованные в литературе [4 и 5] сведения о составе сточных вод газогенераторных установок прямого процесса, работающих на торфе и вырабатывающих технологический газ.

Как видно из сопоставлений этих данных, можно сразу сделать вывод, что буквально по всем показателям сточные воды двухзонной газогенераторной установки ОГ-16 загрязнены несравненно меньше, чем воды газогенераторов прямого процесса. Данное обстоятельство прежде всего определяет показатель биохимической потребности в кислороде (БПК), что характеризует необходимое количество кислорода для окисления органических веществ, находящихся в воде. Если для газогенераторов прямого процесса БПК составляет в среднем 10 000—20 000 мг/л и доходит в отдельных случаях до 96 000 мг/л, то для двухзонного газогенератора с разделенным отводом вод и конденсата БПК составляет всего 15—30 мг/л.

Резкая разница наблюдается в фенолосодержании сточных вод газогенераторов двухзонного и прямого процессов.

Для газогенераторов прямого процесса на торфе содержание фенолов в среднем составляет 1200—1700 мг/л, в то время как для исследованного двухзонного газогенератора количество фенолов равно 6—35 мг/л.

При этом проведенное исследование установило, что имеет место функциональная зависимость содержания фенолов от влажности газифицируемого торфа. Как видно из фиг. 2, наименьшее содержание фенолов в воде в 6 мг/л относится к торфу влажностью 47—53%, а наибольшее в 35 мг/л к торфу влажностью 22%.

Данное обстоятельство происходит благодаря тому, что при применении влажного торфа и осуществления его подсушки в двухзонном газогенераторе, последний работает с открытием вытяжной трубы куда отводится парогазовая смесь, в состав которой входят и летучие фенолы.

Приводя показатели загрязненности сбросных вод двухзонных газогенераторов на торфе, следует дополнительно отметить, что эти показатели для газомоторной установки в целом будут для общих стоков еще уменьшены в 2—2,5 раза, ввиду смещения газо-

Таблица 1
Состав сбросных вод двухзонной газогенераторной установки ОГ-16, работающей на торфе

Характеристики вод (при их расходе ~ 1600 л/час)	Размерность	Опыт № 11 при влажности торфа 22%	Опыт № 12 при влажности торфа 31%	Опыт № 13 при влажности торфа 52%
Окраска воды		Желтоватая		
Разведение, при котором окраска исчезает:				
а) в столбе высотой 20 см		1 : 17	1 : 17	1 : 17
б) в столбе высотой 10 см		1 : 10	1 : 10	1 : 10
в) в столбе высотой 5 см		1 : 5	1 : 5	1 : 5
Плавающие примеси		Слабая пленка из мелких темных частиц	Слабая пленка из мелких темных частиц	Не имеется
Запах вод		Запах смол и продуктов сухой перегонки		
Разведение, при котором запах исчезает		1 : 50	1 : 12,5	1 : 12,5
Прозрачность вод (по Снелину):				
а) без отстоя	см	7	6,5	13
б) после двухчасового отстоя	см	12	10	20,5
Взвешенные вещества при 105° С	мг/л	62	106	12
Осадок	мг/л	Ввиду незначительности определить не удалось	Ввиду незначительности определить не удалось	Ввиду незначительности определить не удалось
Сухой остаток при 105° С .	мг/л	154	144	142
Прокаленный остаток . . .	мг/л	50	42	40
Титрирная щелочность в мл нормального раствора . .	мг/л	3,9	5,1	4,0
Реакция рН	—	7,47	8	7,35
Окисляемость:				
а) при комнатной температуре	мг/л	13,6	10,4	10,4
б) при кипячении	мг/л	56,8	38,4	42,4
Биохимическое потребление кислорода (БПК)	мг/л	22,6	19,34	32,2

Продолжение табл. 1

Характеристики вод (при их расходе ~ 1600 л/час)	Размер- ность	Опыт № 11 при влажно- сти торфа 22%	Опыт № 12 при влажно- сти торфа 31%	Опыт № 13 при влажно- сти торфа 52%
Смола (суммарная)	мг/л	46,8	46,4	44,0
Фенолы	мг/л	34,8	22,2	6,4
Органические кислоты в расчете на уксусную	мг/л	14,4	18,0	18,0
Аммиак: а) минеральный	мг/л	47,6	82,2	66,2
б) альбуминоидный	мг/л	3,4	21,3	Не обна- ружено
Метиловый спирт	мг/л	14,0	12,0	14,8
Сера общая: а) в расчете на S	мг/л	17,3	16,2	13,7
б) в расчете на SO ₄	мг/л	51,8	48,5	41,1
Сульфаты в расчете на SO ₄	мг/л	33,7	16,4	21,6
Углекислота: а) свободная	мг/л	37,4	71,5	66,0
б) агрессивная	мг/л	20,9	12,1	103,4
Цианиды	—	Не обна- ружены	Не обна- ружены	Не обна- ружены

Таблица 2

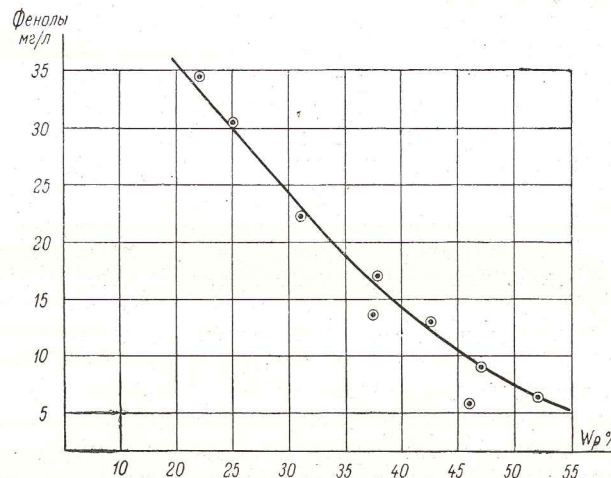
Некоторые данные по составу сточных вод газогенераторных установок прямого процесса

Характеристика вод в г/л	Торфяные газогенераторные станции (газогенераторы со швельшактой)		
	Свердловск	Гомель	Гусь-Хру- стальный
Смола в растворенном состоянии . .	1,002—0,266	0,002—0,070	0,908
Примеси, не растворимые в ацетоне	0,003—0,244	0,001—0,020	0,035
Плотный остаток	7,6—13,26	0,906—10,75	8,784
Фенолы	3,92—13,88	0,963—3,465	3,076
Цианиды	0,002—0,030	0	0,010
Метиловый алкоголь	0,488—1,600	0,266—1,880	0,964
Жирные кислоты	3,834—104,86	0,348—5,59	40,13
Пиридин и основания	0,053—0,805	0—0,167	0,150
Сера общая	—	—	—
Сульфаты	—	—	—
Окисляемость	2,94—40,59	2,359—17,530	33,700
Потребление O ₂	6,225—96,60	1,405—8,400	37,585

Таблица 3

Характеристики сточных вод газогенераторных установок прямого процесса, работающих на торфе

Наименование	Показатели
Активная реакция pH	8,0
Взвешенные вещества в г/л	0,1—1,5
Плотный остаток в г/л	10,0—40,0
Окисляемость в г KMnO ₄ /л	10—36,0
Биохимическая потребность в кислороде в г/л	10—20
Фенолы в г/л	1,2—1,7
Аммиак в г/л	1,0—10,0
Цианиды и роданиды в г/л	0,004—0,30
Хлориды в г/л	—
Сера общая в г/л	0,55—2,0
Количество осадка, в %, от объема воды	1,0—5,0
Смола в г/л	20—30
Жирные кислоты в г/л	3—30
Пиридиновые основания в г/л	0,4—2,7
Сероводород в г/л	—
Ацетон в г/л	—
Метиловый спирт в г/л	0,5—1,0



Фиг. 2. Содержание фенолов в сточных водах газогенераторной установки ОГ-16, работающей на торфе.

генераторных вод и вод, идущих для охлаждения газовых двигателей.

Важное значение для характеристики сбросных вод имеет их активная реакция, выражаемая водородным показателем рН, что определяет кислотные и щелочные свойства воды, обусловленные концентрацией в воде ионов водорода (Н) и гидроксила (ОН). Условная величина рН равна отрицательному десятичному логарифму от концентрации водорода. При значении рН = 7 вода имеет нейтральную реакцию, при рН < 7 кислотную и при рН > 7 щелочную.

Как показывают данные анализов, рН для сточных вод двухзонной газогенераторной установки лежит в пределах 6,22—8. Таким образом, сбросные воды имеют щелочной или слабо кислотный характер. Это обстоятельство дает основание благоприятно оценить возможности осуществления замкнутых водяных систем газомоторных установок, не ожидая в них значительных коррозионных явлений, что может иметь место при достаточно кислых водах [7]. При этом следует отметить, что данное положение относится к малосернистым торфам. В случае применения иногда встречающихся сернистых торфов могут быть коррозионные явления и тогда замкнутые системы не могут быть рекомендованы.

Проведенное исследование состава сточных вод дает возможность высказать ряд соображений по водяным системам газомоторных установок с двухзонными генераторами, работающими на кусковом торфе.

Как нам представляется, в практике применения данных установок возможны следующие схемы их водяных систем:

1. При наличии вблизи газомоторной установки достаточно большого водоема или канализации и отсутствия необходимости в экономии воды возможно осуществление сброса отработавших вод в водоем или канализацию.

При этом, если по санитарным требованиям необходимо снизить загрязненность вод, следует устроить разделение гидравлического затвора под установкой и произвести отдельный отвод скрубберных вод и смоляного конденсата из вытяжной трубы газогенератора. Последний следует удалять из гидравлики примерно раз в смену и вывозить в отвал. При небольшом количестве конденсата, например, порядка 10—15 л/час на установке мощностью 90 л. с. эта операция не будет обременительна.

2. При затруднениях по санитарным условиям сброса вод в близлежащий водоем возможен их отвод на небольшой участок земли, где устраивается поле фильтрации и осуществляется биологическая очистка вод.

3. Наиболее целесообразной водяной системой представляется замкнутая водяная система с устройством градирни, дающая возможность значительной экономии воды и применения газомоторных установок в безводных районах. Как уже указывалось выше, щелочной или слабо кислотный характер сбросных вод не дает оснований ожидать в этих системах больших коррозионных явлений.

Заключение

1. Сточные воды газомоторных установок с двухзонными газогенераторами, работающими на торфе, относятся к фенольным водам низкой концентрации с содержанием фенолов в общих стоках до 50 мг/л.

2. Загрязненность и вредность сточных вод двухзонных газогенераторных установок, работающих на торфе, намного меньше, чем установок с газогенераторами прямого процесса технологического газа. Это характеризует их следующие основные показатели.

Для газогенераторов прямого процесса БПК составляет в среднем 10 000—20 000 мг/л, а фенолосодержание 1200—1700 мг/л. Для двухзонных газогенераторов с отдельным отводом вод и конденсата БПК составляет 15—30 мг/л, а фенолосодержание 6—35 мг/л.

3. Проведенное исследование установило, что фенолосодержание сточных вод зависит от влажности применяемого торфа. При этом наименьшее содержание фенолов имеет место при высокой влажности торфа ~ 50% и наибольшее при сухом торфе при влажности его в 20—25%.

4. Активная реакция рН сточных вод двухзонных газогенераторов, работающих на малосернистых торфах, имеет щелочной или слабо кислотный характер и определенные значения рН составляют от 6,22 до 8.

5. Для водяных систем газомоторных установок с двухзонными газогенераторами типа ОГ-16 на торфе могут быть рекомендованы следующие их схемы:

а) сброс вод непосредственно в близлежащий водоем или канализацию. Такая схема возможна при условии, что вода в водоеме не будет иметь загрязнений выше допустимых по санитарным нормам. При осуществлении данной водяной системы целесообразно для снижения загрязненности вод применять отдельный гидравлический затвор под газогенераторной установкой и отдельный отвод скрубберных вод и конденсата из вытяжной трубы;

б) отвод вод на неиспользуемый небольшой участок земли, где устраивается простейшего типа поле фильтрации и осуществляется биологическая очистка вод;

в) замкнутая водяная система особенно целесообразна в безводных районах и при дефиците воды.

6. Проведенное исследование показало, что сточные воды газомоторных установок с двухзонными газогенераторами типа ОГ-16, работающие на торфе, имеют сравнительно благоприятные характеристики по загрязненности. Поэтому вопрос осуществления рациональных водяных систем данных газомоторных установок может решаться достаточно просто и не может служить серьезным препятствием для их внедрения в народное хозяйство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Черкинский С. Н., Санитарные условия спуска сточных вод, в водоемы, Издательство Министерства Коммунального хозяйства РСФСР, 1951.
2. Лурье Ю. Ю. и Рыбникова А. И., Методы химического анализа производственных сточных вод, 1953.
3. Известия Всесоюзного научно-исследовательского института озерного и речного рыбного хозяйства, том XXXI, 1952.
4. Рамбуш Н. Э., Газогенераторы, ГОНТИ, 1939.
5. Жунко В. И. и Лаженицын Ю. Б., Основы термической переработки топлива, Госпотехиздат, 1954.
6. Жуков А. И., Монгайт И. А., Ициксон Б. З., Хаскин С. Л., Проектирование сооружений для очистки промышленных сточных вод, 1949.
7. Сурвилло Б. Л., Исследование последствий охлаждения газовых двигателей скрубберной водой, „Вестник инженеров и техников“ 1936, № 1.

С. Н. Соловьев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАГРЯЗНЕННОСТИ МОТОРНОГО ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА¹

В статье излагаются результаты работы по выбору и отработке метода определения загрязненности генераторного моторного газа.

Кроме того, приведены некоторые данные по загрязненности газа, полученного на газогенераторной установке ЦНИДИ ОГ-16, работающей на влажном машиноформочном торфе.

1. Состояние вопроса и выбор метода

Данные о содержании механических примесей (пыли) смолы и влаги в генераторном газе, необходимы:

1) при изучении причин износа и сроков службы деталей газового двигателя и установлении времени профилактических технических уходов по двигателям и газомоторным установкам (осмотры, чистки);

2) при изучении вопросов загрязненности смазочных масел и установке сроков смены масел;

3) при исследовании процессов газификации (степень полноты крекинга смол, количество уноса, потери продуктов термического распада топлива при удалении излишней влаги топлива);

4) при проектировании и исследований аппаратов очистки газа. Все вышеуказанное определяет допустимые нормы загрязненности генераторного газа для тех или иных газовых двигателей.

В литературе можно встретить различные нормы загрязненности, причем колебания в величине их достигают значительных размеров. Такое положение объясняется разнообразием конструкций газогенераторов, условиями их работы, видом газифицируемого топлива, различной системой очистки газа и типами газовых двигателей.

Отечественные заводы, выпускающие стационарные газовые двигатели, при указании гарантийных сроков службы двигателей не приводят норм загрязненности моторного газа, очевидно, потому, что не располагают достаточно обоснованными данными.

¹В работе принимала участие лаборант Е. Н. Смирнова.

В литературных источниках приводятся различные данные по допустимой загрязненности очищенного генераторного газа. Так, например, В. И. Лаврентьев и Г. З. Гаев [1] указывают на допустимую общую загрязненность очищенного газа для транспортных установок $0,02—0,03 \text{ г/м}^3$; Н. Э. Рамбуш [2] приводит норму очищенного газа для газовых двигателей по содержанию пыли до $0,012 \text{ г/м}^3$; Д. В. Гинзбург [3] указывает на содержание взвешенных частиц в очищенном газе не более $0,02 \text{ г/м}^3$; Н. В. Шишakov [4], Э. Раммлер и Фрейберг [5] приводят норму загрязненности очищенного газа для работы двигателя по содержанию пыли $0,01—0,03 \text{ г/м}^3$.

В статье А. Г. Членова [6] указывается на допустимое содержание смолы и пыли в очищенном генераторном газе для двигателей до $0,02 \text{ г/м}^3$, иногда до $0,5 \text{ г/м}^3$.

В паспортных данных иностранных фирм можно найти величину загрязненности по содержанию пыли $0,02—0,03 \text{ г/м}^3$ и по содержанию смолы $0,05 \text{ г/м}^3$, причем насколько эти нормы обоснованы трудно судить.

Необходимо отметить, что оценка загрязненности газа только лишь с количественной стороны, с дифференцированием на смолу и механические примеси, не всегда бывают достаточны. Для работы двигателя имеет значение характер смолы. Смолы высококипящие (полимеризованные) препятствуют нормальной работе двигателя, а смолы низкокипящие (сгорающие в цилиндре двигателя без остатка) могут оказать меньшее влияние на качество рабочего процесса.

Механические примеси, если они представляют собой минеральные частицы, повышают износ двигателя, в то время как частицы органического происхождения оказывают на износ меньшее влияние.

Дисперсность частиц имеет важное значение для работы двигателя. Знание этого вопроса особенно важно при проектировании и испытаниях аппаратов очистки газа.

До настоящего времени в практике ЦНИДИ и отечественных заводов применяется метод визуальной оценки загрязненности газа по количеству отложений в газопроводах и на деталях двигателя, что является явно недостаточным. Одновременно следует отметить, что применяемые более точные и объективные методы определения, результатом которых является численное выражение загрязненности в граммах или миллиграммах на кубометр газа, весьма разнообразны. Так, по данным научно-исследовательского института очистки газа (НИИОГАЗ) различные методы дают расхождение до $64—75\%$.

Не ставя перед собой целью дать обзор всех существующих методов, остановимся лишь на некоторых наиболее важных и распространенных.

К одному из таких методов можно отнести метод НИИОГАЗ, основанный на принципе фильтрации части газа и дифференцировании суммарной загрязненности на смолу и механические при-

меси. Принципиальная схема этого метода следующая: газ из газозаборной трубки проходит через фильтрующий патрон, представляющий собой отрезок стеклянной трубки диаметром 25 мм и длиной $120—150 \text{ мм}$ с набивкой из стеклянной ваты и прокаленного асбеста. Фильтр улавливает как смолу, так и механические примеси.

Во избежание конденсации паров воды в фильтре, последний подогревается до температуры, превышающей точку росы. Затем фильтр соединяется с конденсационной системой, в которой конденсируется вода и, наконец, газ проходит через реометр, учитывающий расход газа.

Дифференцирование загрязненности на смолу и механические примеси производится путем экстракции смолы органическим растворителем в аппарате Сокслета. Механические примеси при этом определяются по привесу фильтра. Количество смолы и механических примесей рассчитывается в граммах на кубометр нормального газа.

Таким образом, этот метод дает возможность одновременно определять смолу и механические примеси.

Модификацией настоящего метода является отдельное определение того и другого, но при этом требуется два комплекта аппаратуры. Этим способом пользуются НАМИ и НАТИ. Для улавливания пыли служат бумажные фильтры, а для смолы применяются поглотительные сосуды с органическими растворителями.

К недостаткам метода НИИОГАЗ следует отнести его кропотливость, связанную с расходом большого количества времени на лабораторную обработку опыта, что не дает возможности быстрого получения результатов. Были сделаны попытки упростить этот метод, так, например, применялся метод, основанный на измерении просвечиваемости потока газа в зависимости от количества примесей в нем.

В газопроводе устраивается камера, в которой поток газа в поперечном направлении пересекается лучом света от специального источника, падающим на фотоэлемент. Последний соединен с милливольтметром, дающим показания в зависимости от степени освещения фотоэлемента.

В работах Лесотехнической академии имени С. М. Кирова (1952—1953 гг. [8]) была установлена зависимость между э. д. с. фотоэлемента и пылесодержанием генераторного газа и приведена качественно-количественная оценка загрязненности газа. Под пылесодержанием понимается суммарная загрязненность газа.

Указанный метод в какой-то мере отражает суммарную загрязненность генераторного газа, но не дает ответа на вопрос о раздельном содержании смолы и пыли.

Метод электростатической фильтрации газа, рекомендуемый лабораторией Пирогенных процессов Менделеевского института и Торфяным институтом, заключается в совместном улавливании смолы, пыли и влаги в небольшом лабораторном электрофилт্রে. Осажденная электрофилтром той или иной консистенции масса

дифференцируется на смолу, пыль и воду. Для анализа полученной массы ее необходимо иметь несколько граммов. При содержании же в газе (перед двигателем) смолы и пыли в количестве порядка сотых долей грамма на один кубический метр, необходимо пропустить через подобный электрофильтр несколько десятков кубометров газа, на что потребуется много времени.

В ЦНИДИ загрязненность газа определялась визуально; по этому первоочередной задачей лаборатории газомоторных установок являлся выбор и отработка методики и аппаратуры по количественному определению смолы и механических примесей.

В нашем случае при испытании газогенераторной установки ОГ-16 двухзонного процесса, работающей на влажном топливе, определение загрязненности газа следовало произвести в трех местах:

- 1) в выходном патрубке газогенератора (неочищенный газ);
- 2) в газопроводе между очистителем и двигателем (очищенный газ);
- 3) в вытяжной трубе газогенератора.

Принимая во внимание вышеизложенное, мы пришли к выводу, что для первых двух случаев наиболее целесообразно применять метод НИИОГАЗ.

В случае неочищенного газа может потребоваться лишь специальный или дополнительный фильтр, так как количество и характер примесей в неочищенном газе другие.

Так, количество механических примесей в нем достигает до $3,5 \text{ г/м}^3$, причем размер частиц значительно больше. Содержание смолы, при недостаточном крекинге ее в окислительной зоне газогенератора, может доходить до 1 г/м^3 и даже более.

Для определения состава парогазовой смеси, выбрасываемой в вытяжную трубу, лабораторией был использован метод А. А. Ливеровского и Н. В. Чалова [9]. Метод разработан для определения состава конденсирующейся части генераторного газа прямого процесса при газификации древесины, в котором содержание воды достигает до 500 г/м^3 , а смолы до 100 г/м^3 . Предполагаемый состав парогазовой смеси, выходящей в вытяжную трубу, должен быть близок такому газу.

2. Определение загрязненности очищенного газа

Для выбора наилучшего варианта были испытаны бумажный фильтр, фильтр с набивкой из силикагеля и фильтр с набивкой из стеклянной ваты и прокаленного асбеста.

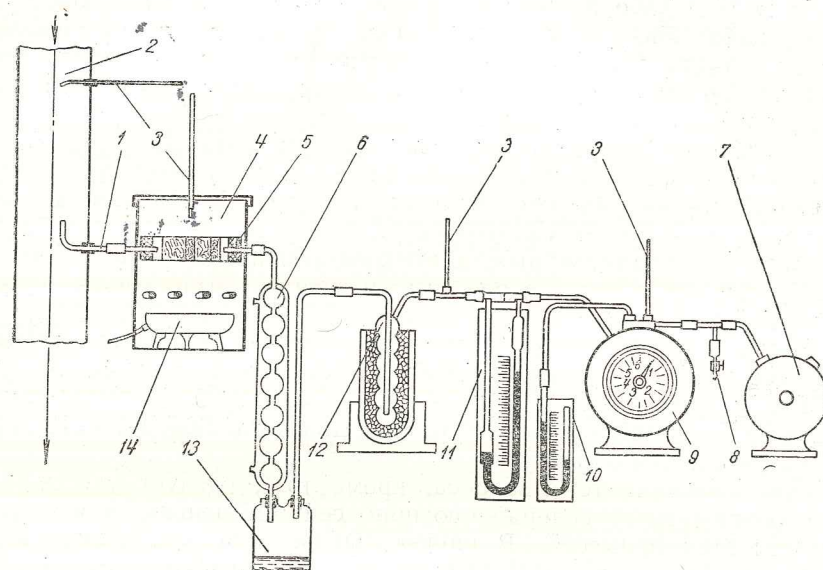
Для извлечения смолы из отработанного фильтра были испытаны три растворителя — серный эфир, ацетон и спирто-бензольная смесь. Был несколько изменен и упрощен способ обогрева фильтра при заборе пробы газа, применяемый НИИОГАЗ, а также способ сушки его до постоянного веса.

Количество воды в газе определялось помимо конденсации паров в водяном холодильнике также с помощью глубокого охла-

ждения в специальном конденсаторе, помещенном в сосуд Дьюара, наполненный смесью твердой углекислоты и ацетона.

Расход газа при заборе пробы, кроме реометра, контролировался газовыми часами.

Первоначально аппаратура для забора очищенного газа (фиг. 1) состояла из газозаборной трубки 1, фильтра с обогревающим кожухом 5, водяного холодильника 6, приемника для конденсата 13, конденсатора глубокого охлаждения 12, термометра 3



Фиг. 1. Первоначальная схема лабораторной установки для определения загрязненности очищенного газа:

1 — газозаборная трубка; 2 — газопровод; 3 — термометр; 4 — обогревающий кожух; 5 — фильтр; 6 — водяной холодильник; 7 — воздухоудувка; 8 — регулятор; 9 — газовые часы; 10 — ртутный манометр; 11 — реометр; 12 — конденсатор глубокого охлаждения; 13 — приемник для конденсата; 14 — электроплитка.

для измерения температуры газа после конденсационной системы, реометра 11, газовых часов 9, снабженных ртутным манометром и термометром, регулятора расхода газа 8, ротационной воздуходувки 7.

Газозаборная трубка и расчет расхода газа при заборе пробы. Непременным условием отбора средней пробы загрязненного газа [10] является правильный выбор места забора газа по газопроводу, места расположения входного отверстия газозаборной трубки по сечению газопровода, перпендикулярное расположение плоскости входного отверстия трубки по отношению направления газового потока и соблюдение равенства скоростей газа в газопроводе и входном отверстии газозаборной трубки.

Точку забора следует выбирать так, чтобы перед местом забора, считая по ходу газа, на близком расстоянии не было

задвижек, поворотов и других изменений конфигураций газопровода, вызывающих завихрение потока. Предпочтение отдается вертикальному участку газопровода, в котором возможность расслоения потока наименьшая. Наиболее удобным местом забора газа в коммунации нашей установки была точка на вертикальной части трубы (диаметром 100 мм), отходящей от верхней части «комбинированного очистителя» на расстоянии полутора метров от места ее присоединения, что давало возможность иметь прямой участок перед местом забора, равный по длине 15 диаметрам трубы.

Из работ Ливеровского и Чалова [9] видно, что содержание смолы и пыли в газе в центре газопровода и у его стенок различны. Максимальное содержание пыли имеет место у стенок газопровода, а минимальное — в центре.

Чтобы при заборе пробы газа получить истинное среднее содержание примесей в газе, необходимо площадь сечения газопровода разбить на ряд равновеликих по площади концентрических колец и, передвигая газозаборную трубку по направлению двух взаимно перпендикулярных диаметров, произвести забор пробы газа в каждом кольце по обе стороны центра, выдерживая трубку в каждой точке равные промежутки времени.

Опыты показали, что чем меньше диаметр газопровода, тем на меньшее число колец нужно разбивать сечение газопровода.

Так, например, при диаметре газопровода 1000 мм число таких колец должно быть равным 16, при диаметре 600 мм — 10, при диаметре 300 мм — 5 и т. д.

При решении этого вопроса, кроме того, следует учесть, что расслоение газа по содержанию примесей тем меньше, чем мельче частицы этих примесей. В нашем случае для очищенного газа после удаления из него крупных частиц, для вертикального участка трубы диаметром 100 мм и турбулентного потока вполне достаточно устанавливать газозаборную трубку на расстоянии $\frac{1}{3}$ длины диаметра трубы от стенок.

Отклонение плоскости сечения от перпендикулярного направления по отношению направления потока дает заниженные показания по содержанию примесей.

Так, по опытам Циммермана, содержание пыли при параллельном направлении плоскости входного отверстия и потока составляет лишь 30% от действительного. Поэтому этим правилом нельзя пренебрегать и необходимо соблюдать условие перпендикулярности.

Равенство линейных скоростей газа в газозаборной трубке и газопроводе является одним из наиболее важных условий правильного забора средней пробы газа.

Так, по тем же опытным данным, при скорости газа в газозаборной трубке, составляющей 0,4 скорости газа в газопроводе, содержание пыли соответствует 1,7 действительного содержания; при скорости газа в газозаборной трубке, составляющей 1,7 от скорости газа в газопроводе, содержание пыли составляет 0,8 от действительного, т. е. при заниженной скорости газа в газозабор-

ной трубке имеет место завышенное содержание пыли, а при завышенной, наоборот, — заниженное.

Для регулирования скорости забора газа некоторые исследователи использовали свойство соответствия скорости прохождения газа и статического давления в газопроводе, следя во время опыта за равенством статических давлений в газозаборной трубке и газопроводе. Для этого применялась специальная газозаборная трубка (фиг. 2), которая представляет собой обычную медную или латунную трубку нужного сечения с загнутым под прямым углом концом и острыми краями входного отверстия.

Параллельно к ней припаяны две другие трубки внутренним диаметром не более 3—4 мм. Концы их, обращенные к входному отверстию заборной трубки, запаяны, а противоположные — отогнуты и присоединяются к дифференциальному микроманометру. Одна из этих трубок рядом прорезей сообщается с газозаборной трубкой, другая — с газопроводом.

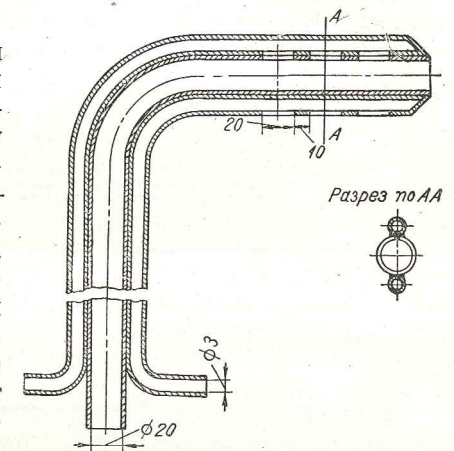
Моменту, когда микроманометр показывает ноль, соответствует равенство скоростей газов в газозаборной трубке и газопроводе.

Недостатком такой трубки является быстрая засоряемость отверстий, вследствие чего показания микроманометра ненадежны. Кроме того, вследствие трения газа о стенки газозаборной трубки, равенство статических давлений практически не всегда соответствует равенству скоростей. Опыт показал, что соответствие имеет место лишь при определенных скоростях в трубке и ее внутреннем диаметре не менее 8—10 мм.

Для соблюдения равенства скоростей нами были использованы показания шайбы, установленной на горизонтальном участке газопровода между очистителем и двигателем, поддерживая расход газа при заборе пробы таким, при котором было бы равенство скоростей в газопроводе и входном отверстии заборной трубки.

Замеру расхода газа в газопроводе с помощью шайбы следует отдать предпочтение перед замером его пневмометрическими трубками, так как последние весьма чувствительны к наличию загрязненности в газе, быстро забиваются, дают поэтому искаженные показания, и не пригодны для длительного замера расхода газа.

При расчете скорости забора газа мы приняли диаметр входного сечения газозаборной трубки равным 5 мм. Во избежание задерживания примесей в самой трубке, последняя изготовлялась внутренним диаметром 4 мм, а входное отверстие расширилось



Фиг. 2. Схема специальной газозаборной трубки.

до 5 мм с тем, чтобы скорость внутри была несколько выше. Трубка была медной, конец ее был загнут под прямым углом, а края входного отверстия остро отточены.

Для нахождения зависимости расхода газа при заборе пробы от показаний шайбы мы воспользовались рядом ранее полученных данных по замеру расхода газа при работе газомоторной установки. Чтобы знать действительную скорость в газопроводе у места забора пробы газа, были взяты данные по расходу влажного газа при условиях опыта.

Соблюдая равенство скоростей газа в газопроводе (труба диаметром 100 мм) и входном отверстии газозаборной трубки (диаметр 5 мм), подсчетом были найдены соответствующие расходы при заборе пробы сырого газа.

Газ, проходя через систему улавливания и конденсации, по пути от газопровода к газовым часам изменял свои параметры, а именно: изменялись его температура, давление и влажность, благодаря чему каждый раз приходилось вносить соответствующие коррективы при регулировании расхода газа при заборе пробы.

Однако опыт показал, что температура газа перед газовыми часами колеблется в пределах 18—24° С, что объясняется стабильной работой газогенератора, создающей устойчивый температурный режим в помещении вблизи газогенератора и очистителя, чем в основном и обуславливается температура газа, поступающего в газовые часы.

Давление газа зависит от того сопротивления, которое создает система улавливания по мере прохождения через нее загрязненного газа. Как правило, разрежение в системе в начале забора устанавливалось около 20 мм рт. ст., а к концу опыта увеличивалось, в зависимости от степени загрязненности, до 40—60 мм. Средним за опыт принималось разрежение 40 мм рт. ст.

Температура и влажность в газопроводе после очистителя обуславливаются системой охлаждения газа в очистителе. При орошении газа водопроводной водой температура газа колебалась в пределах 10—20° С; при этом количество влаги, выпадающей из газа в системе конденсации при заборе газа, было равно 5—15 г/м³.

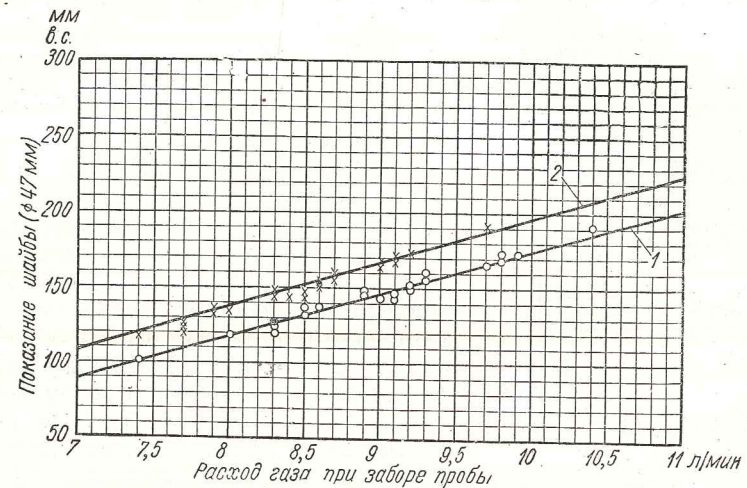
При низконапорной же системе подачи воды в очиститель (питание из напорного бачка) температура газа в газопроводе повышалась до 30—35° С и количество влаги, конденсирующееся в холодильнике, доходило до 30—35 г/м³.

В случае питания очистителя водопроводной водой расход газа при заборе проб необходимо изменять. Его следует увеличить на 2—2,5% вследствие изменения температуры воды и на 5% при изменении давления. При наличии конденсации паров воды расход газа следует уменьшить на 4—4,5%.

В результате влияния всех трех факторов расход газа при заборе пробы должен быть увеличен на 4,5—5%. При низконапорной системе охлаждения и очистки газа расход газа следует уменьшить на 3%.

Расход же газа при работе двигателя (вследствие изменения химического состава газа) колеблется в пределах 25—30%.

Таким образом, решающим фактором, влияющим на величину расхода газа при заборе пробы, является расход газа. Влияние же всех остальных факторов не превышает ошибку опыта. Поэтому, с достаточной точностью можно пользоваться кривой зависимости



Фиг. 3. Зависимость расхода очищенного газа при заборе пробы от показания шайбы:

1 — при орошении водопроводной водой; 2 — при орошении водой из напорного бачка.

расхода газа при заборе от показаний шайбы, приняв во внимание влияние параметров газа, как влияние неизменных факторов, различных для случая орошения газа водопроводной водой и водой из напорного бачка (низконапорная система).

На фиг. 3 приведен график зависимости расхода газа при заборе пробы от расхода газа в газопроводе.

Фильтрующий патрон. Испытывались три вида фильтров:

1. Бумажный фильтр (фиг. 4). Фильтр состоит из металлического толстостенного конусообразного днища, диаметром 120 мм и высотой 30 мм и крышки, прижимаемой к днищу струбиной. К крышке приварена входная трубка диаметром 10 мм. Выходная трубка диаметром 10 мм приварена к днищу фильтра.

Между днищем и крышкой зажимается соответствующего размера и формы лист фильтровальной бумаги, который уплотняется картонными прокладками.

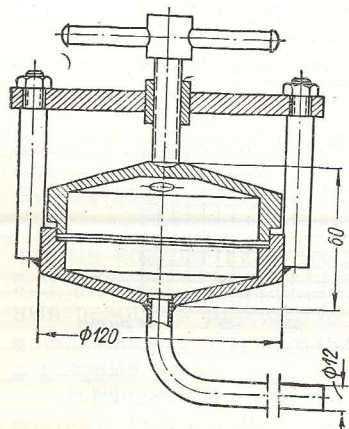
Примеси, содержащиеся в газе, задерживаются фильтровальной бумагой.

2. Фильтр с набивкой из силикагеля представляет собой стеклянную трубку длиной 160—170 мм и внутренним диаметром 25 мм. Концы трубки закрыты резиновыми пробками с вставлен-

ными в них стеклянными трубками. Набивка состоит из проэкстрагированных ацетоном стеклянной ваты и мелкозернистого силикагеля (величина зерна 2—3 мм). Набивка из силикагеля (40—50 мм) помещается между двумя тампонами из стеклянной ваты.

Силикагель является хорошим адсорбентом, поэтому следовало ожидать более полного улавливания смолы содержащейся в газе.

3. Фильтр с набивкой из стеклянной ваты и прокаленного асбеста представляет собой такую же стеклянную трубку. Вместо силикагеля фильтр заполняется прокаленным и проэкстрагированным ацетоном волокнистым асбестом. Длина набивки асбеста равна 15—20 мм.



Фиг. 4. Бумажный фильтр.

Для контроля полноты улавливания смолы и механических примесей в конце фильтра помещается тампон из проэкстрагированной ацетоном гигроскопической ваты. Плотность общей набивки фильтра должна быть такой, чтобы при просасывании воздуха через фильтр со скоростью 8 л/мин сопротивление фильтра составляло 20—25 мм рт. ст.

Чтобы избежать конденсацию паров воды, фильтр помещается в воздушный обогреватель, который представляет собой железный цилиндрический кожух с отверстиями в крышке и венти-

ляционными окнами с боков для регулирования температуры. Кожух ставится над электрической плиткой, нагрев которой рассчитывается таким образом, чтобы температура воздуха, окружающего фильтр, поддерживалась в пределах 70—80° С.

Конденсационная система. Для конденсации паров воды применяется холодильник длиной 600—800 мм. Приемником конденсата служила двухгорлая склянка емкостью 0,25—0,5 л.

Для улавливания паров, неконденсирующихся в водяном холодильнике, был поставлен стеклянный конденсатор (фиг. 5) с ребристой поверхностью, помещенный в сосуд Дьюара. Охлаждение производилось смесью твердой углекислоты и ацетона, дающей температуру 70—80° С ниже нуля.

Измерение параметров и расхода газа. Температура газа после глубокого охлаждения контролировалась ртутным термометром. Реометр обычной конструкции служил не для учета расхода газа при заборе пробы, а для удобства регулирования расхода газа, учитываемого газовым счетчиком.

Газовый счетчик был применен барабанный с жидкостным наполнением на номинальный расход 400 дм³/час, марки «ГСВ-400» завода Ленгазаппарат № 1 с ценой делений 0,2 л. Для измерения

параметров газа, проходящего через счетчик, последний был снабжен ртутным манометром и термометром.

Регулировка расхода газа при заборе пробы осуществлялась приспособлением, состоящим из стеклянного тройника и винтового зажима (фиг. 1).

Отбор газа производился газодувкой ротационного типа производительностью 50—100 л/мин при разрежении в системе 40—60 мм рт. ст.

Отбор пробы газа. Количество отбираемого газа обуславливается возрастанием сопротивления в системе по мере задерживания фильтром примесей. Практика подобных определений показывает, что в таких случаях достаточно отбирать 1—1,5 м³ газа. В своей работе мы и стремились отбирать такое количество, но испытываемые нами фильтры не всегда позволяли сделать это.

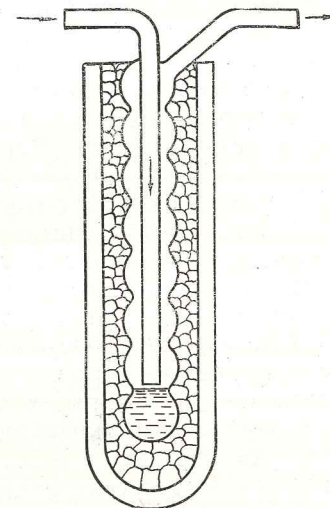
Газозаборная трубка длиной 180 мм вставлялась на резиновой пробке в вертикальный участок трубы после очистителя при соблюдении всех указанных правил для правильного отбора средней пробы газа. С помощью отрезка резинового шланга трубка соединялась с входной трубкой фильтра, помещенного в предварительно нагретый обогревающий кожух.

При применении бумажного фильтра лист фильтровальной бумаги, подогнанный к размеру фильтра, предварительно экстрагировался ацетоном или серным эфиром и высушивался до постоянного веса в сушильном шкафу при 105° С. Фильтр же с набивкой из силикагеля или прокаленного асбеста, предварительно проэкстрагированных, просушивался до постоянного веса воздухом, осушенным хлористым кальцием. Для этого стеклянная трубка, набитая хлористым кальцием, присоединялась к входной трубке фильтра и помещалась вместе с ним в сушильный шкаф. Когда в сушильном шкафу температура достигала 70—80° С, через систему пропускался воздух при помощи водоструйного насоса.

Высушенный до постоянного веса фильтр помещался в обогревающий кожух и после его присоединения вся система проверялась на герметичность.

После этого приступали к забору пробы газа, предварительно заполнив сосуд Дьюара охлаждающей смесью.

Пользуясь кривой расхода газа (фиг. 3), при заборе пробы устанавливался необходимый расход по газовым часам и производилась отметка по реометру, чтобы в дальнейшем при регулировании руководствоваться лишь показанием реометра.



Фиг. 5. Конденсатор глубокого охлаждения.

Через 10—15 мин. производились записи в журнале. Записывались показания счетчика, температура и давление газа в счетчике, показания реометра, температура газа в газопроводе и после конденсационной системы, показания шайбы и мощность двигателя. Также фиксировались условия работы газогенератора (влажность топлива, атмосферные условия, открытие фурм и дроссельной заслонки вытяжной трубы и т. д.).

Опыт прекращался после забора 1—1,5 м³ газа или раньше, если разрежение в системе (по мере забивания фильтра) возрастало до 50—60 мм рт. ст. и невозможно было поддерживать требуемый расход газа. Затем подсчитывались средние показания за опыт и пропущенный через систему газ приводился к нормальным условиям (760 мм и 0° С). Фильтр и приемники конденсата переносились в лабораторию для анализа.

Лабораторный анализ. Лабораторный анализ производился следующим образом. Первоначально фильтр высушивался до постоянного веса, как это делалось перед опытом (в случае бумажного фильтра сушке подвергался лист фильтровальной бумаги).

Концом сушки считалось расхождение в двух последних взвешиваниях на аналитических весах, равное 2—4 десятым миллиграмма. После этого фильтр подвергался экстракции в аппарате Сокслета тем или иным органическим растворителем.

Как известно, растворители, как серный эфир, ацетон, спирт, содержащие кислород, в большей степени растворяют те компоненты смолы, которые в своем составе содержат также кислород, т. е. фракции с сильно полярным характером, а также растворители, как бензол, в составе которых нет кислорода, растворяют часть смолы углеводородного характера.

Так как в смолах, содержащихся в генераторном газе, можно ожидать наличие тех и других компонентов, нами были испытаны в качестве растворителей серный эфир, ацетон и спиртобензольная смесь. Спирт и бензол брались в отношении один к одному.

При экстракции фильтр плотно обертывался фильтровальной бумагой и в таком виде загружался в аппарат Сокслета. Экстракция продолжалась до тех пор, пока растворитель, стекающий в колбу экстрактора, переставал быть окрашенным, на что требовалось обычно около двух часов.

Фильтр после экстракции снова подвергался высушиванию до постоянного веса. От экстракта отгонялся растворитель сначала из колбы экстрактора, а в конце из маленькой (емкость 100 мл) предварительно взвешенной колбочки, которая после отгонки растворителя вместе с содержимым высушивалась до постоянного веса.

За количество механических примесей принимался привес фильтра после последней сушки, а за количество смолы — привес колбочки.

Если смолы в газе содержится 0,02—0,04 г/м³, то сушка смолы до постоянного веса не представляет особых затруднений. Но если содержание смолы равно 0,2—0,3 г/м³, сушка смолы в колбочке

требует большего времени; в этом случае смолу следует определять по убыли веса фильтра после экстракции.

К количеству смолы и механических примесей необходимо прибавлять привес газозаборной трубки, разделив его на смолу и механические примеси пропорционально их количеству, определенному в фильтрах.

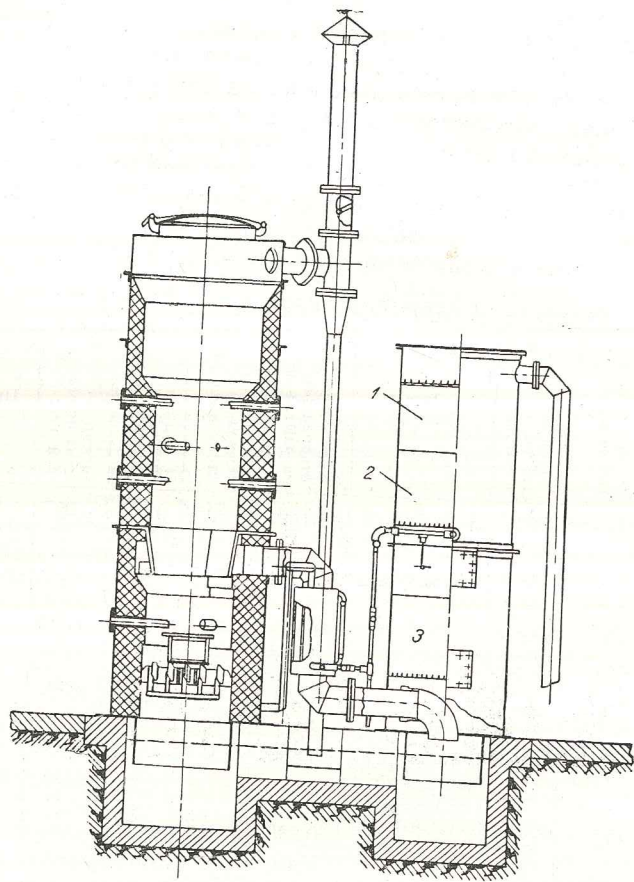
Вода определялась по привесу приемника конденсата после холодильника и конденсатора, охлаждаемого охлаждающей смесью. Кроме того, делалась поправка на содержание паров воды в газе. Поправка, находящаяся по таблицам предельного содержания влаги в воздухе или газе для замеренной температуры, добавлялась к количеству воды, определенному путем конденсации.

Результаты определений. Данные по определению загрязненности очищенного газа с помощью различных фильтров при извлечении смолы серным эфиром представлены в табл. 1.

Результаты испытаний различных фильтров

№ опыта	Влажность топлива в %	Меньше двигателя в л. с.	Теплотворная способность газа в ккал/м ³	Тип фильтра	Количество газа, отобранного за опыт, в м ³	Разрежение в системе в мм рт. ст.	Содержание в газе		Примечание
							смолы в г/м ³	механических примесей в г/м ³	
1	35	95—100	1030	Бумажный фильтр	1,100	29	0,028	0,027	Фильтр забился
2	50	96	930	То же	0,322	64	0,156	0,044	
3	45	100	1020	"	0,485	46	0,084	0,035	Фильтр забился
4	45	91	1074	"	0,625	29	0,055	0,017	
5	50	90	1043	"	0,161	68	0,207	0,020	
6	33	95	1176	Фильтр с набивкой из силикагеля	0,880	31	0,088	0,031	
7	40	96	1150	То же	0,888	31	0,036	—	
8	30	91	1059	"	0,856	44	0,196	0,054	
9	30	91	1098	"	0,618	45	0,101	—	
10	45	90	1005	Фильтр с набивкой из асбеста	1,294	—	0,046	0,091	
11	40	90	1008	То же	1,120	41	0,042	0,043	
12	39	90	1049	"	1,390	28	0,040	0,035	
13	40	90	1028	"	1,090	43	0,028	0,043	
14	42	90	1143	"	1,130	34	0,044	0,037	
15	30	90	1191	"	0,752	52	0,044	0,065	
16	41	92	—	"	0,774	23	0,083	0,018	
17	53	90	—	"	1,435	36	0,136	0,072	

Опыты производились на газогенераторной установке, двухзонного процесса ЦНИДИ ОГ-16, в качестве топлива применялся машиноформовочный торф Янинского торфопредприятия. Газогенератор был укомплектован с газовым двигателем 4ГЧ 18/26 номинальной мощностью 90 л. с.



Фиг. 6. Схема газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16.

Очистка газа осуществлялась в аппарате типа «комбинированный очиститель». Насадка очистителя состояла из двух элементов — нижнего слоя, заполненного битым кирпичом, орошаемого водой, и верхнего слоя — «сухой» набивки из металлической и древесной стружки. При проведенных опытах орошение нижней насадки очистителя производилось водопроводной водой.

Схема установки показана на фиг. 6.

Как видно из табл. 1, в опытах 1—5 при работе с бумажным фильтром при содержании смолы в газе 0,1 г/м³ и выше не удавалось отбирать за опыт требуемого количества газа. Фильтр быстро

забивался, сопротивление возрастало настолько, что невозможно было соблюдать необходимый расход газа при заборе пробы.

Так, при содержании смолы в газе 0,2 г/м³ удавалось забрать газа всего лишь 0,160 м³, в связи с чем ошибка опыта значительно возрастала.

Опыты 6—9 проведены с фильтрами с набивкой из стеклянной ваты и силикагеля. Здесь подобного явления не наблюдалось. Фильтр неограниченно мог поглощать смолу, но в такой же степени он поглощал и воду, что неблагоприятно сказывалось при сушке фильтра до постоянного веса. Практически постоянного веса почти невозможно было достигнуть, несмотря на увеличение времени до 24 час. и более. Так как механические примеси определяются по привесу фильтра, в опытах 7 и 9 последних не удалось учесть.

Таким образом, с помощью фильтров с набивкой из силикагеля невозможно определять одновременно смолу и механические примеси, т. е. выполнить задачу, которую мы поставили перед собой, а возможно лишь определить одну смолу.

Опыты 10—17 проведены с фильтрами с набивкой из стеклянной ваты и прокаленного асбеста. В этом случае указанных выше отрицательных явлений не наблюдалось. При содержании смолы, достигающем до 0,136 г/м³, нам удавалось отбирать газа до 1,5 м³, причем значительных сопротивлений не возникало, как это видно из табл. 1. Сушка фильтра до постоянного веса не представляла затруднений, на что требовалось обычно 6—8 час. после опыта и 2—4 часа перед опытом. Также была достаточна полнота улавливания смолы и механических примесей, что контролировалось отсутствием потемнения тампона гигроскопической ваты, вставленного в конце фильтра.

Кроме того, во время проведения опыта возможно вести наблюдения за работой фильтра и визуально фиксировать степень суммарной загрязненности газа по потемнению набивки фильтра. Последнее обстоятельство позволяет дать сравнительную ориентировочную оценку степени загрязненности газа в момент проведения опыта.

Итак, в дальнейшей работе нам пришлось остановиться на варианте фильтра с набивкой из прокаленного асбеста. Лабораторные опыты по количественному извлечению торфяной смолы серным эфиром, ацетоном и спиртобензольной смесью не выявили заметной разницы.

Точно так же ряд сравнительных определений показал, что расхождения в содержании смолы в газе в опытах при извлечении ее тем или другим вышеуказанным растворителем колеблются в пределах 10% и не превышают ошибку опыта. Поэтому можно сказать, что растворитель мало влияет на количественное определение смолы в газе, чем собственно и можно объяснить большое количество растворителей, применяемых для этих целей.

Дальнейшие опыты проводились на ацетоне, так как из трех испытанных растворителей он является наиболее удобным. Ацетон

по сравнению с серным эфиром обладает тем преимуществом, что его потери при производстве анализа значительно меньше, так как температура кипения его выше, чем эфира. Отрицательной стороной спиртобензольной смеси является то, что сушка фильтров после экстракции этим растворителем занимает много времени.

Данные по определению воды приведены в табл. 2.

Результаты определений влаги в газе

Таблица 2

№ опыта	Влажность топлива в %	Температура газа в газопроводе в °С	Температура газа после конденсатора в °С	Количество воды в газе по таблице насыщенных водяных паров согласно температуре газа в газопроводе в г/лм ³	Воды уловлено		Количество воды после конденсатора по табл. в г/лм ³	Всего воды в г/лм ³
					в приемнике холодильника в г/лм ³	в конденсаторе в г/лм ³		
1	35	14	8,0	12,9	1,0	5,4	6,6	13,0
2	45	22	6,0	21,6	4,29	11,41	5,7	21,4
3	39	25	6,6	23,1	3,35	15,85	6,0	25,2
4	40	23	7,0	22,4	4,25	13,65	6,2	24,1
5	42	22	6,4	21,6	2,65	13,15	5,9	21,7

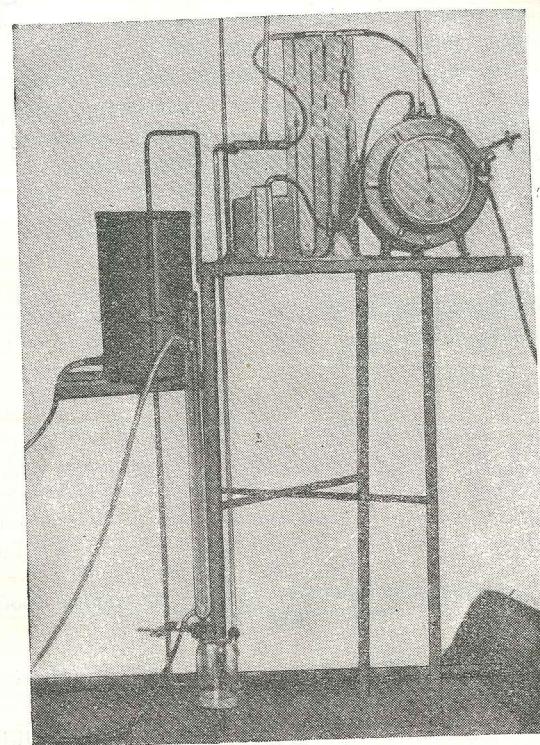
Как показали опыты, конденсат, собираемый в приемнике холодильника и в конденсаторе глубокого охлаждения, представляет собой бесцветную жидкость нейтрального или слабо щелочного характера с запахом продуктов термического разложения торфа, которую практически следует считать за воду.

Несмотря на низкую температуру охлаждающей смеси, температура газа, покидающего конденсатор, была порядка $+6 \div 8^\circ \text{C}$, что объясняется значительной скоростью газа, проходящего через конденсатор. Однако целью конденсации паров при глубоком охлаждении было не столько полная конденсация, сколько определение наличия значительных количеств летучих смол, которых визуально не было замечено. Подробно же анализа этого конденсата на содержание таких веществ как альдегиды, кетоны, спирты, аммиак и другие не производилось, так как это пока не входило в задачу данной работы.

Количество паров воды, уносимое газом из конденсатора, подсчитывалось по таблицам предельного влагосодержания воздуха или газа при различных температурах.

Основная масса воды конденсировалась в конденсаторе глубокого охлаждения. Общее количество влаги в газе, определенное в конденсационной системе с поправкой на потери с уходящим газом, как правило, почти всегда совпадало с тем количеством ее, которое соответствует предельному влагосодержанию при температуре газа в газопроводе. Это дало нам основание в дальнейшей работе исключить из схемы аппаратуры конденсатор глубокого охлаждения, заменив его термометром, по показаниям которого производилась поправка на уносимую влагу.

Таким образом, после описанных испытаний, схема аппаратуры по определению загрязненности очищенного газа осталась почти без изменений. Внешний вид аппаратуры показан на фиг. 7.



Фиг. 7. Лабораторная установка для определения загрязненности генераторного моторного газа.

3. Определение загрязненности неочищенного газа

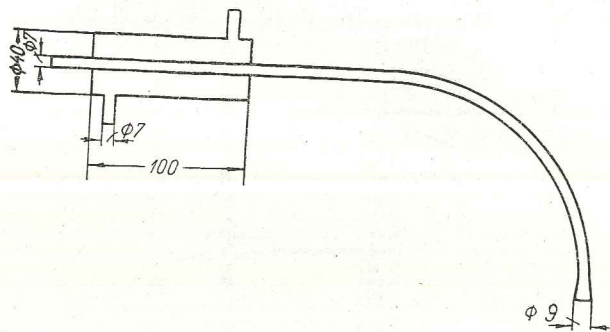
Сведения о количестве смол и механических примесей в неочищенном газе необходимы как для определения степени полноты крекинга смол в газогенераторах обращенного и двухзонного процесса и количества уноса, так и для суждения о работе газоочистных устройств и определения коэффициента очистки газа.

Как показали первые же опыты по определению загрязненности неочищенного газа, для наладки аппаратуры пришлось внести изменения лишь в устройство газозаборной трубки и фильтрующего патрона, а все остальное оставить прежним.

Трубка диаметром 4 мм и фильтр с набивкой из стеклянной ваты и прокаленного асбеста быстро забивались и встретились затруднения в способе соединения газозаборной трубки с филь-

тующим патроном. Температура газа после газогенератора достигает 600°C и выше, благодаря чему газозаборная трубка сильно разогревалась и отрезок резинового шланга в месте соединения с фильтром не выдерживал этой температуры. Поэтому конец газозаборной трубки, выходящей из газопровода, пришлось охладить с помощью водяного холодильника.

Как показали подсчеты, для соблюдения условия равенства скоростей в газопроводе и входном отверстии заборной трубки, отверстие должно быть диаметром 9 мм при расходе газа, равном 8 л/мин . Подсчет производился для номинальных условий работы газомоторной установки — расхода 200 м^3 сухого нормального газа в час, температуры газа на выходе из газогенератора 600°C и



Фиг. 8. Схема газозаборной трубки для забора пробы неочищенного газа.

среднего влагосодержания газа 70 г/м^3 , чему соответствует влажность газифицируемого топлива $35\text{--}40\%$.

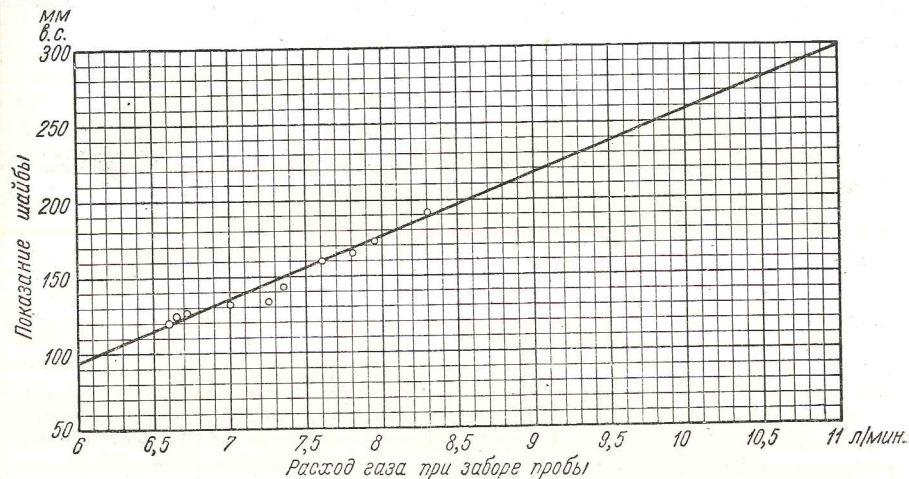
Газозаборная трубка показана на фиг. 8. Внутренний диаметр ее 7 мм ; входное отверстие было расширено до 9 мм . Во время опытов медная трубка быстро покрывалась окислами, что влекло к некоторым затруднениям при определении загрязнений, задерживающихся в самой трубке. Извлекаемый из трубки налет приходилось анализировать каждый раз на содержание меди, чтобы делать соответствующую поправку. Поэтому следует брать трубку из нержавеющей стали.

Регулирование расхода газа при заборе пробы производилось таким же образом, как и при заборе пробы очищенного газа. Параметры газа, проходящего через счетчик, были также стабильными, хотя и несколько иными. Так, температура колебалась в пределах $24\text{--}26^{\circ}\text{C}$, а разрежение в пределах $30\text{--}40\text{ мм рт. ст.}$ Влагосодержание газа в зависимости от влажности топлива, колеблющейся в пределах $30\text{--}50\%$, изменялось от 43 до 94 г/м^3 , и как показали подсчеты, расход газа при заборе пробы в связи с этим должен был изменяться до 6% . Такое малое влияние влажности топлива объясняется тем, что при повышении влажности топлива усиливают его термическую подготовку с удалением излишних водяных паров путем открытия вытяжной трубы.

Температура газа при выходе из газогенератора при установленном режиме колебалась от 580 до 620°C , что давало изменения в расходе газа при заборе пробы до 4% .

При точности наших определений в $5\text{--}10\%$ не имеет смысла принимать в расчет такие поправки. Наибольшее влияние на расход газа при заборе пробы, как и в случае очищенного газа, оказывает расход газа на двигатель, фиксируемый показаниями шайбы (фиг. 9).

Так как в неочищенном газе, кроме увеличения количества примесей, имеет место и изменение характера примесей, а именно



Фиг. 9. Зависимость расхода неочищенного газа при заборе пробы от показания шайбы.

увеличение размера частичек, набивку фильтра пришлось изменить.

Наилучшие результаты показали два последовательно соединенных фильтра. Оба фильтра помещались в обогревающий кожух и соединялись между собой с помощью стеклянной U-образной трубки.

Первый фильтр набивался только стеклянной ватой. Чтобы не происходило быстрого забивания фильтра, в слое стеклянной ваты делалось несколько углублений. Это увеличивало фильтрующую поверхность ваты. Фильтр не забивался и хорошо задерживал крупные частицы.

Неуловленные первым фильтром мелкие частицы и смола задерживались во втором фильтре, набивка которого производилась из стеклянной ваты и прокаленного асбеста в том же порядке, как это описывалось для случая взятия пробы очищенного газа.

Способ забора пробы и лабораторная обработка опыта не отличались от предыдущего. Экстракт от обоих фильтров сливался вместе и в нем определялось суммарное количество смолы, задержанной двумя фильтрами.

Таблица 3
 Результаты определений загрязненности неочищенного газа
 и коэффициента очистки газогенераторной установки ОГ-16

№ опыта	Влажность топлива в %	Мощность двигателя в л. с.	Содержание примесей в газе в г/лм ³						Коэффициент очистки газа в %		Примечание
			воды		смолы		механических примесей		по смоле	по механическим примесям	
			до очистки	после очистки	до очистки	после очистки	до очистки	после очистки			
1	47	92	57,2	11,2	0,102	0,033	1,335	0,018	69,8	98,7	Орошение газа водопроводной водой. Вытяжная труба закрыта наполовину То же " " " " " " " " " " Низконапорная система. Подача воды 990 л/час. Вытяжная труба закрыта наполовину Подача воды 1660 л/час. Вытяжная труба закрыта наполовину Подача воды 1660 л/час. Вытяжная труба закрыта полностью Подача воды 1660 л/час. Вытяжная труба закрыта на 3/4 Орошение газа водопроводной водой. Вытяжная труба закрыта полностью Вытяжная труба закрыта на 3/4
2	53	87	100,2	11,8	0,374	0,136	1,545	0,072	63,6	95,6	
3	45	92	59,3	9,7	0,069	0,014	1,84	0,027	79,0	98,5	
4	45	97	71,5	14,5	0,059	0,017	1,45	0,038	71,7	97,3	
5	40	92	63,8	10,0	0,091	0,023	1,02	0,021	75,2	97,4	
6	50	92	94,0	18,5	0,066	0,021	2,13	0,018	68,0	99,0	
7	52	90	61,0	16,2	0,046	0,026	1,04	0,019	43,5	98,2	
8	50	95	67,3	29,8	0,076	0,038	1,09	0,030	50,0	97,2	
9	44	92	62,5	28,5	0,058	0,025	1,13	0,092	56,0	92,0	
10	35	90	48,8	28,5	0,057	0,026	1,48	0,027	57,7	98,2	
11	36	95	41,0	—	0,685	—	1,33	—	—	—	
12	50	95	70,4	—	0,218	—	1,3	—	—	—	
13	54	95	69,1	—	0,212	—	0,87	—	—	—	
14	55	—	166,0	—	0,518	—	1,14	—	—	—	
15	52	—	69,5	—	0,290	—	0,95	—	—	—	

Осторожно вынутая из газопровода трубка высушивалась в сушильном шкафу и примеси, пристающие к внутренним стенкам ее, тщательно удалялись проволокой, конец которой был загнут в виде скребка.

Собранные примеси взвешивались на аналитических весах и, за вычетом окиси меди, вес их разделялся на смолу и механические примеси пропорционально их количеству, определенным в фильтрах.

По полученным одновременно данным о загрязненности неочищенного и очищенного газа вычислялся коэффициент очистки газа. Результаты определений приведены в табл. 3.

Из опытов было видно, что фильтры обеспечивали полное улавливание смолы и механических примесей. Максимальное количество смолы за время этих опытов равнялось 0,685 г/м³, а механических примесей — 2,130 г/м³ и нет особых оснований предполагать, чтобы это было пределом для данных фильтров.

Опыты 1—10 (за исключением опытов 2 и 9) проведены при оптимальных условиях работы газомоторной установки. Они показали, что при газификации торфа влажностью до 50% содержание смолы в неочищенном газе не превышает 0,1 г/м³ и коэффициент очистки по смоле колеблется в пределах 50—70%. Содержание механических примесей в неочищенном газе 1—2 г/м³ и коэффициент очистки 97—99%.

Опыт 2 проведен на высоковлажном торфе (влажность 53%), при этом содержание смолы в очищенном газе повысилось до 0,374 г/м³.

Опыт 9 проведен с низконапорной системой при орошении водой при 990 л/час, что очевидно недостаточно, так как содержание механических примесей в очищенном газе повысилось до 0,92 г/м³, а коэффициент очистки понизился до 92%.

Опыты 11—15 были проведены при газификации сырого торфа с закрытой или частично открытой вытяжной трубой, т. е. при условии, когда искусственно уменьшалась степень подготовки топлива и ухудшались условия крекинга смол. При этом, в некоторых случаях, опыты ставились не на двигателе, и газ из генератора отбирался вентилятором. Загрязненность очищенного газа при этом не определялась.

Однако проведенных опытов для выявления закономерностей зависимости чистоты газа от режима газификации и работы очистительных устройств недостаточно; необходимо проведение серий опытов по влиянию каждого отдельно взятого фактора, что не являлось целью данной работы.

4. Определение состава парогазовой смеси, уходящей в вытяжную трубу

Знание состава парогазовой смеси необходимо: при составлении материального баланса газогенератора, изучении работы подготовительной зоны и определении потерь газа и продуктов термического разложения топлива, уходящих через вытяжную трубу.

Температура парогазовой смеси при выходе из горловины газогенератора в вытяжную трубу колеблется в период между загрузками топлива в пределах $80-160^{\circ}\text{C}$.

Влагосодержание в этом случае может быть достаточно большим, а содержание смол достигать нескольких десятков граммов на кубометр газа. Поэтому, схема аппаратуры для определения состава парогазовой смеси должна отличаться от схемы аппаратуры по определению загрязненности очищенного и неочищенного моторного газа.

Мы воспользовались опытом работы А. А. Ливеровского и Н. В. Чалова [9] по определению конденсирующейся части сырого древесного генераторного газа прямого процесса. Местом забора был выбран горизонтальный патрубок между горловиной газогенератора и вытяжной трубой. Отверстие для заборной трубки было просверлено на расстоянии 700 мм от горловины газогенератора. Для забора газа была взята обычная изогнутая под прямым углом медная трубка с внутренним диаметром 8 мм. Края входного отверстия были остро отточены.

При расчете расхода газа здесь необходимо руководствоваться теми же соображениями, что и при заборе моторного газа, в частности равенством скоростей газа в газопроводе и входном отверстии газозаборной трубки.

Скорость потока в трубке зависит от открытия фурм газогенератора и открытия дроссельной задвижки вытяжной трубы, что связано с влажностью газифицируемого топлива.

Правильнее было бы производить непосредственный замер с помощью пневмометрической трубки, но это влечет к неизбежным затруднениям, связанным с забиванием отверстий трубки в среде сильно загрязненного газа, каким является парогазовая смесь.

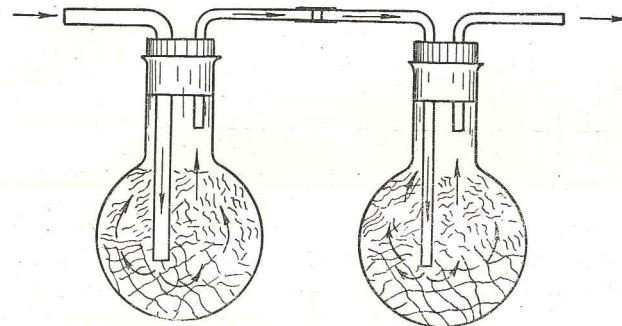
Путем подбора соответствующей пневмометрической трубки можно производить лишь кратковременные замеры, получая не всегда надежные результаты.

Принимая во внимание, что главным компонентом парогазовой смеси являются пары воды или водяной «туман» с весьма малой дисперсностью частиц, соблюдение равенства скоростей в газопроводе и газозаборной трубке не столь уже существенно. Поэтому при заборе пробы парогазовой смеси, не претендуя на особую точность, был принят расход газа при заборе пробы 7—8 л/мин.

Так как практически очень трудно профильтровать газ с большим содержанием влаги и смолы, при выходе из газозаборной трубки газ сразу же поступал на охлаждение в водяной холодильник, где конденсировалась основная масса воды и смолы, собиравшихся в приемнике. Часть воды и смолы, неуловленная в холодильнике, задерживалась в двух последовательно соединенных и предварительно взвешенных стеклянных колбах емкостью 250 мл, набитых стеклянной и гигроскопической ватой (фиг. 10).

За колбами следовал термометр для замера температуры газа, выходящего из колб, реометр и газовый счетчик.

Лабораторная обработка производилась следующим образом. Конденсат, собранный в приемнике, взвешивался с точностью до 0,01 г и профильтровывался через высушенный до постоянного веса бумажный фильтр. После этого фильтр подвергался экстракции ацетоном в аппарате Сокслета. После экстракции он высушивался до постоянного веса и по его привесу определялось содержание механических примесей в газе. От экстракта из взвешенной колбочки отгонялся ацетон и остаток взвешивался, имеющаяся вода отгонялась от смолы в аппарате Дина и Старка с ксилолом.



Фиг. 10. Фильтр для задерживания остаточного количества смолы и воды при заборе пробы парогазовой смеси.

Таким образом, количество нерастворимой смолы, задержанной бумажным фильтром при фильтрации конденсата, определялось как разность веса смолы в колбочке после отгонки ацетона и веса воды, отогнанной от этой смолы с ксилолом.

Нерастворимая смола определялась путем отгонки воды от ваты. Колбы после опыта взвешивались с точностью до 0,01 г и вата вместе с уловленной ею смолой и водой количественно переносилась в аппарат Дина и Старка, где от нее ксилолом отгонялась вода.

Смола определялась как разность между привесом колб и количеством воды, отогнанной в аппарате Дина и Старка, причем учитывалась влажность взятой ваты.

Растворимая смола, содержащаяся в профильтрованном конденсате, определялась выпариванием в фарфоровой чашке 50 г конденсата и высушиванием остатка до постоянного веса.

Вода высчитывалась по разности первоначально взвешенного конденсата и всех примесей, определенных в нем. К этой воде прибавлялась вода, отогнанная с ксилолом от фильтрующих колб, и вода, уносимая газом после системы конденсации и фильтрации, определенная по таблицам предельного влагосодержания. Далее содержание смол, механических примесей и воды рассчитывалось в граммах на 1 нм³ газа.

Данные четырех определений представлены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты определений состава парогазовой смеси, выходящей из вытяжной трубы

№ опыта	Влажность топлива в %	Открытие вытяжной трубы в %	Содержание в газе (г/м ³)			
			влаги	смолы		механических примесей
				нерастворенной	растворенной	
1	40—45	50	618	42,3	11,7	0,52
2	40—45	50	725	40,0	11,6	0,35
3	50—53	100	833	16,2	9,1	0,44
4	50—53	100	881	25,4	11,6	0,27

Опыты показали, что примерно 96—97% конденсирующейся части парогазовой смеси улавливается водяным холодильником и 3—4% — колбами, набитыми стеклянной и гигроскопической ватой.

Практика показала, что имели место случаи забивания смолой стеклянной трубки, входящей в первую колбу; во избежание этого необходимо ставить трубку внутренним диаметром не менее 10—12 мм.

Из табл. 4 видно, что с возрастанием влажности топлива увеличивается содержание влаги в выбрасываемом газе и уменьшается содержание нерастворимой смолы, в то время, как содержание растворимой смолы и унос мелких частиц топлива остается почти одним и тем же.

Кроме того, производился анализ неконденсирующейся части газа. Отбор газа на анализ брался в промежуток времени между загрузками через 10—15 мин. в течение часа по мере повышения температуры газа.

Результаты анализа представлены в табл. 5. Как видно, с повышением влажности топлива приблизительно от 40 до 50% калорийность выбрасываемого газа в трубу уменьшается с 500—600 ккал/м³ до 200—300 ккал/м³. Небезинтересно отметить, что в выбрасываемом газе имеет место наличие непредельных углеводородов (C_nH_m), доходящих до 1,2%, в то время, как в моторном газе их, как правило, не бывает. Все это вполне объясняется процессом термического разложения топлива, частично протекающим в бункере газогенератора наряду с его подсушкой.

Таким образом, вопрос количественной характеристики загрязненности моторного генераторного газа решен нами в такой мере, что отработанная методика может применяться как для промышленных испытаний, так и для научно-исследовательских работ.

Таблица 5

Состав и теплотворная способность неконденсирующейся части парогазовой смеси, выходящей в вытяжную трубу

№ опыта	Температура газа в месте отбора в °С	Разрежение в трубе в мм вод. ст.	Влажность топлива в %	Открытие трубы в %	Состав газа в %							Теплотворная способность Q _H в ккал/м ³
					CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
1	85	1	40—45	50	19,0	0,6	0,4	7,0	9,5	0,95	62,55	538
	130	1			18,8	1,2	0,0	7,2	9,5	0,95	62,4	544
2	90	1	40—45	50	18,2	0,8	0,0	5,0	8,5	3,3	64,2	651
	95	0			17,8	1,2	0,4	8,0	9,5	1,7	61,4	632
	106	1			19,0	0,8	0,2	7,0	7,0	1,7	65,9	537
	123	1			19,6	1,0	0,0	7,0	11,0	2,2	59,0	682
	162	1			20,0	1,0	0,0	6,0	9,0	1,7	62,3	558
3	67	3	50—53	100	14,4	0,0	5,8	2,5	3,0	0,5	73,8	193
	84	2			15,6	0,4	5,2	3,75	5,0	0,3	71,75	267
	95	2			17,4	0,4	2,2	2,0	4,5	0,0	73,5	176
	101	3			18,8	0,6	0,8	3,0	6,0	0,7	70,1	273
	115	3			19,4	0,6	0,8	3,0	7,0	1,0	68,2	325
4	85	2	50—53	100	17,0	0,2	3,4	2,5	2,5	0,18	74,22	154
	87	2			20,2	0,6	0,6	2,6	5,0	0,37	70,33	343
	98	3			20,0	0,2	0,2	4,0	7,0	1,0	67,0	386
	107	3			19,8	0,6	0,6	4,5	4,4	0,75	69,35	313
	125	3			19,8	0,6	0,4	3,5	6,0	1,2	68,5	362

Что же касается вопроса качественной характеристики, важность которого подчеркивалась выше, то изучение его представляет собой большую и довольно сложную работу, которая может явиться продолжением описанной. Пока же небезинтересно лишь отметить, что как показали предварительные анализы, обессмоленные механические примеси, содержащиеся в очищенном газе, на 90—93% состоят из органических веществ и являются, по всей вероятности, сажистым углеродом и на 7—10% из несгораемых минеральных веществ.

Полученные данные по загрязненности очищенного и неочищенного газа позволяют сделать и некоторую оценку работы газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16, работающей на влажном кусковом торфе, как агрегата, дающего моторный газ.

Приведем некоторые экспериментальные данные по определению загрязненности очищенного и неочищенного газа, полученные в эксплуатационных условиях.

Так, например, НИИОГАЗ при обследовании ряда стационарных и судовых газогенераторных установок приводит следующие данные по загрязненности очищенного газа, полученного при газификации древесины (табл. 6).

Таблица 6

Сравнительные данные по загрязненности газа судовых и стационарных газогенераторных установок

Местонахождение установки	Мощность установки в л. с.	Содержание смолы в г/м ³	Содержание пыли в г/м ³
Московский авторемонтный завод № 1	300	0,976	0,228
Электростанция г. Малый Ярославец установка Оргкоммуэнерго	—	0,114	0,157
Завод „Красный Сеточник“ ст. Подсолнечная. установка конструкции ЦНИДИ типа Г-2	180	0,020	0,017
Газоход № 1 установка Наркомречфлота	52	0,040	0,144

Г. Г. Токарев [11] для транспортных установок при газификации древесных чурок указывает на содержание в неочищенном газе пыли 2,5—3,5 г/м³ и смолы 0,5 г/м³, а в очищенном газе на содержание пыли 0,1—0,15 г/м³.

По данным НАМИ в транспортной установке Г-77 содержание пыли в очищенном газе составляет 0,060—0,080 г/м³.

По данным НАТИ содержание пыли в очищенном древесном газе установки Г-14 0,19—0,18 г/м³ и содержание смолы в неочищенном газе 0,740 г/м³.

Э. Раммлер и Фрейберг приводят данные по определению загрязненности очищенного моторного газа, полученного при газификации буроугольного ретортного кокса и буроугольного швель-кокса на установках фирмы Кертинг.

В газе из буроугольного ретортного кокса содержание смолы колебалось в пределах 0,01—0,08 г/м³, а пыли в пределах 0,001—0,01 г/м³ [5].

В газе же из буроугольного швель-кокса содержание смолы было 0,003—0,007 г/м³, а пыли 0,004 г/м³ [12].

Э. Раммлер, Брейтдинг и И. Галль [13] для каменноугольного швель-кокса, газифицируемого в тех же установках, указывают на содержание смолы в моторном газе 0,01—0,06 г/м³ и на содержание пыли 0,03—0,04 г/м³.

По данным же, полученным в нашей работе (табл. 3), при нормальной работе газомоторной установки, работающей на торфе с влажностью не более 50%, загрязненность неочищенного газа составляла по содержанию механических примесей 1,42 г/м³ (пределы колебаний 2,13—1,0 г/м³), по содержанию смолы 0,071 г/м³ (пределы колебаний 0,10—0,046 г/м³).

Загрязненность очищенного газа: по содержанию механических примесей 0,025 г/м³ (пределы колебаний 0,038—0,018 г/м³), по содержанию смолы 0,026 г/м³ (пределы колебаний 0,038—0,014 г/м³).

Как видно, загрязненность очищенного газа установки ОГ-16 находится на уровне минимальных значений, полученных НИИОГАЗ для очищенного моторного газа, которые они считают наилучшими. Загрязненность также значительно ниже, чем в транспортных установках. То же самое можно сказать и о загрязненности неочищенного газа.

Следовательно, газогенератор ЦНИДИ ОГ-16, при работе на кусковом машиноформовочном торфе влажностью до 50%, в достаточной мере крекирует смолы и дает моторный газ, по содержанию в нем смол и механических примесей, пригодный для газовых двигателей.

Выводы

Проведенная работа по выбору и отработке методики и аппаратуры по определению загрязненности моторного газа показала следующее:

1. Испытанный метод определения загрязненности генераторного моторного газа, в основу которого положен принцип фильтрации измеренного количества газа, является достаточно надежным и может быть использован в лабораторной практике ЦНИДИ и заводов.

2. Для определения загрязненности очищенного газа лучшим из трех испытанных фильтров является фильтр с набивкой из стеклянной ваты и прокаленного асбеста. Такой фильтр одновременно позволяет производить ориентировочную визуальную оценку степени загрязненности газа во время испытания, что дает возможность регулировать режим газификации и очистки газа.

3. Наиболее приемлемым растворителем для извлечения смолы является ацетон.

4. Для определения загрязненности неочищенного газа необходим дополнительный фильтр с особой набивкой из стеклянной ваты.

5. При определении состава парогазовой смеси в вытяжной трубе целесообразно сначала производить конденсацию паров, а затем улавливание остатка смолы и влаги.

6. Газогенераторная установка ЦНИДИ ОГ-16 при применении машиноформовочного торфа Янинского торфопредприятия с влажностью до 45—50%, при оптимальных условиях газификации, дает моторный газ с содержанием смолы 0,02—0,045 г/м³ и с содержа-

нием механических примесей 0,02—0,05 г/м³, что делает его достаточно пригодным.

7. При испытании аппаратуры по определению загрязненности газа коэффициенты очистки газа оказались: для смолы 50—70% и для механических примесей 97—99%.

8. Изучение вопросов качественной характеристики примесей в газе должно явиться дальнейшим этапом по исследованию загрязненности моторного газа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лаврентьев В. М., Гаев Г. З., Судовые механизмы газоходов Наркомречфлот, 1942.
2. Рамбуш Н. Э., Газогенераторы, ГОНТИ, 1939.
3. Гинзбург Д. В., Газификация топлива и газогенераторные установки, ч. 1, Гизлегпром, 1938.
4. Шишаков Н. В., Основы производства горючих газов, Госэнергоиздат, 1948.
5. Rammler E., Freiberg F., Kraftgas aus Braunkohlen — Retorkoks, J. Braunkohlen, 1937, Bd. 21, s. 334—352.
6. Членов А. Г., Силовые газогенераторы. Машиностроение (Энциклопедический справочник), т. 11, стр. 432.
7. Zimmerman E., Messung der Flugstaub in Rauchgasen, J. V. D. J., 1931, Bd. 75, № 16, s. 481.
8. Чигирь Б. Г., Исследование запыленности генераторного газа в установках лесотранспортных машин, Лесотехническая Академия имени С. М. Кирова, 1953.
9. Ливеровский А. А., Чалов Н. В., Определение смолы, уксусной кислоты и других веществ в сыром древесном генераторном газе, „Лесохимическая промышленность“, 1935, № 8, стр. 5—11 и № 9, стр. 9—14.
10. Гордон Г. М., Пейсахов И. Л., Контроль пылеулавливающих установок, Металлургиздат, 1951.
11. Токарев Г. Г., Автотранспортные газогенераторы, Машиностроение (Энциклопедический справочник), т. 11, стр. 453.
12. Rammler E., Freiberg F., Kraftgas aus Braunkohle — Skhwelkoks, J. Braunkohle, 1933, Bd. 18, s. 239—310.
13. Rammler E., Breitling K., Gall J., Steinkohlen schwelkoks als Vergasungsstoff für artsfeste Sauggasanlagen, J. Sonderabruck, 1937, № 148, S. 1077—1088 und S. 1106—1112.

В. И. Кряжев

ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ 6ГЧ 18/26

В статье приводится краткое описание нового шестицилиндрового газового двигателя 6ГЧ 18/26, мощностью 135 л. с. при 750 об/мин, а также результаты ведомственных испытаний его с газогенераторными установками, работающими на антраците и древесной чурке.

С марта по июнь месяц 1954 г. на заводе им. 25 октября проходили ведомственные испытания газового двигателя 6ГЧ 18/26 мощностью 135 л. с. конструкции ЦНИДИ. Двигатель был изготовлен на том же заводе и предназначен для работы на генераторном газе. Испытания двигателя проводились совместно с газогенераторными установками, работающими на антраците и древесной чурке, для выявления соответствия указанных установок Временным техническим условиям. В общей сложности двигатель 6ГЧ 18/26 проработал с доводочными, заводскими и ведомственными испытаниями 2007 час. без выхода из строя ответственных деталей.

Проведенные испытания показали, что данные установки удовлетворяют Временным техническим условиям. Установки были приняты ведомственной комиссией и рекомендованы для производства опытной партии.

1. Техническая характеристика газового двигателя 6ГЧ 18/26

Двигатель предназначается для работы на генераторном газе, получаемом из антрацита, древесной чурки, торфа и бурых углей.

Как показал опыт работы двигателей 4ГЧ 18/26 и 2ГЧ 18/26, двигатель 6ГЧ 18/26 с небольшими переделками в смесителе может работать на природном и сланцевом газах. Работая на любом из перечисленных газов, двигатель должен, при спаривании с электрогенератором, обеспечить электрический ток, пригодный как для силовых, так и осветительных целей.

Для утилизации тепла выпускных газов двигателя спроектирован ЦНИДИ котел для получения горячей воды и пара. Горячая вода и пар могут быть использованы для запарки кормов, обогрева помещений, снабжения водой бань и т. п.

В табл. 1 приводится характеристика двигателя по Временным техническим условиям.

Характеристики газового двигателя 6ГЧ 18/26

Наименование	Размерность	Величина
Марка двигателя	—	6ГЧ 18/26
Номинальная мощность	э. л. с	135
при:		
а) барометрическом давлении	мм рт. ст.	760
б) температуре окружающего воздуха	°С	15
в) температуре газа перед двигателем	°С	Не более 35
г) разрежении газа перед двигателем	мм вод. ст.	Не более 400
Максимальная мощность, развиваемая в течении часа (см. условия для номинальной мощности)	э. л. с.	148,5
Номинальное число оборотов	об/мин.	750
Число тактов	—	4
Число цилиндров	—	6
Порядок работы цилиндров	—	1—5—3—6— 2—4
Диаметр цилиндра	мм	180
Ход поршня	мм	260
Степень сжатия	—	8,75—9,25
Давление сжатия	кг/см ²	До 20
Максимальное давление вспышки	кг/см ²	До 45
Среднее эффективное давление	кг/см ²	4,1
Средняя скорость поршня	м/сек	6,5
Вращение двигателя	—	По часовой стрелке со стороны маховика
Способ смесеобразования	—	Внешний
Топливо	—	Генераторный газ
Удельный расход древесной чурки (любой породы) газомоторной установкой	кг/э. л. с-час	Не более 1,5—2,5 *
при:		
а) размере чурок	мм	100×100×180
б) влажности (относительной)	%	25—45
Удельный расход антрацита газомоторной установкой	кг/э. л. с-час	Не более 0,45

* Гарантийный расход древесной чурки завышен; он должен быть не более 1,2 кг/э. л. с-час для относительной влажности до 25% и 2 кг/э. л. с-час для относительной влажности 45%.

Наименование	Размерность	Величина
при антраците донецком по ГОСТ 3846—47 и ГОСТ 4578—49 первого сорта		
а) размерности кусков	мм	35—50; 13—25
б) зольности	%	До 2
в) сере	%	До 2
г) индексе термической стойкости	—	Свыше 60
д) температуре плавления золы	°С	Свыше 1250
Смазка:		
а) в летнее время масло марки АК-15 ГОСТ 1862—51	—	—
б) в зимнее время масло марки АК-10 ГОСТ 1862—51 или как заменитель — дизельное масло ГОСТ 1600—46	—	—
Удельный расход воды на охлаждение двигателя при перепаде температур 25°С	л/э. л. с-час	Не выше 30
Удельный расход масла при номинальной нагрузке	г/э. л. с-час	Не выше 8
Удельный расход воды на охлаждение и очистку газа:		
а) летом	л/э. л. с-час	Не более 20
б) зимой	л/э. л. с-час	Не более 15
Пуск холодного двигателя осуществляется сжатым воздухом при давлении воздуха в баллоне и температуре помещения	кг/см ² °С	30—18 Не ниже 8
Емкость пускового баллона	л	200
Фазы газораспределения:		
а) впускной клапан — открытие	град.	5 ± 5 до ВМТ
закрытие	град.	40 ± 5 после НМТ
б) выпускной клапан — открытие	град.	30 ± 5 до НМТ
закрытие	град.	15 ± 5 после ВМТ
Габаритные размеры двигателя:		
а) длина	мм	2185
б) ширина	мм	800
в) высота	мм	1485
Вес сухого двигателя с маховиком	кг	2600
Вес маховика	кг	230
Удельный вес двигателя без маховика	кг/э. л. с.	17
Вес наиболее тяжелой детали (станины)	кг	650
Степень неравномерности двигателя	—	1/250
Маховой момент двигателя с электрогенератором	кг/м ²	86

Наименование	Размерность	Величина
Электрооборудование двигателя:		
а) магнето левого вращения	—	БСМ-12 ШУ
б) свечи авиационные холодные	—	АС-170
в) провода высокого напряжения	—	ПВЛ-3 ГОСТ 3927—47
Масляный насос:		
а) тип	—	Шестеренчатый
б) производительность	л/час	2700
в) число оборотов	об/мин	1300
Насосно-компрессорная установка:		
I. Насос центробежный		
а) число оборотов	об/мин	ЦНШ-40 2100
б) производительность	м ³ /час	17; 8
при высоте всасывания	м вод. ст.	3; 3
при суммарном напоре	м вод. ст.	8; 13
II. Компрессор одноступенчатый:		
а) число оборотов	об/мин	210
б) диаметр цилиндра	мм	70
в) ход поршня	мм	90
г) накачка баллона 200 л до 30 кг/см ² производится за 2 часа	—	—
III. Электродвигатель марки А-42/4 для привода насоса и компрессора:		
а) мощность	кв	2,7
б) число оборотов	об/мин	1455
в) напряжение	в	220/380
Тахометр стационарный центробежный:		
а) предел измерения	об/мин	ТС-100 200—1200
б) привод осуществляется через пружинную муфту	—	—
Электрогенератор трехфазного тока:		
а) мощность	кв	С-134-8 или С-116-8 135 или 105
б) число оборотов	об/мин	750
в) напряжение	в	400

Для улучшения условий эксплуатации электростанций газомоторные установки должны комплектоваться бензиновым двигателем Л6 Ульяновского завода малолитражных двигателей, спаренного с электрогенератором трехфазного тока 220/380 в типа СГС-4,5. Двигатель Л6 с электрогенератором предназначен для освещения электростанций во время стоянки двигателя и приведения в действие вентилятора розжига, компрессора и водяного насоса.

Газогенератор разжигается принудительным дутьем посредством фланцевого центробежного вентилятора № 2 среднего давления напором до 200 мм вод. ст. по ГОСТ 650—41. Вентилятор приводится короткозамкнутым электродвигателем трехфазного тока типа А-42 ГОСТ 186—52 напряжением 220/380 в, мощностью 2,8 кв при 1420 об/мин.

Кроме того, в комплектацию поставки включаются: щит управления к электрогенератору марки ШУП-105Р с автоматом А-3134, асбест для уплотнения фланцев, трубопровод в пределах всей установки (заборный, нагнетательный и сливной), бак емкостью 2 м³. Такая поставка значительно облегчит эксплуатацию данных установок и сделает электростанцию вполне автономной.

2. Краткое описание конструкции двигателя

Двигатель (фиг. 1 и 2), спаренный с электрогенератором трехфазного тока через пальцевую упругую муфту, устанавливается с последним на бетонный фундамент. Остов двигателя состоит из моноблочной станины и фундаментной рамы. Между собой они соединяются внутри двумя рядами удлиненных шпилек, воспринимающих основные усилия, и двумя рядами наружных шпилек, служащих для уплотнения плоскости разъема.

В семи постелях фундаментной рамы на стальных вкладышах, залитых баббитом БН, уложен коленчатый вал с надетой на свободном конце шестерней, через которую передается движение вспомогательным механизмам. Средний рамовый подшипник является упорным.

Для съема и постановки крышек рамовых подшипников в станине имеются ниши, что позволяет без разборки двигателя делать перетяжку последних.

На торце фундаментной рамы со стороны щита приборов устанавливаются паразитная шестерня и привод масляного насоса. Внизу в перегородках фундаментной рамы залита масляная труба, соединенная сверлениями с постелями коленчатого вала.

Станина нижней горизонтальной перегородкой разделяется на водяную полость и картер. В верхнюю часть станины вставляются шесть цилиндровых втулок, уплотняемых сверху пеньковой обмоткой, а внизу двумя резиновыми кольцами. Через всю нижнюю часть водяной полости вдоль двигателя со стороны всасывания уложена водяная труба, распределяющая охлаждающую воду по цилиндрам.

Со стороны выпуска газов в верхней части картера находится распределительный вал, вращающийся в семи запрессованных втулках, а также толкатели с направляющими. С этой же стороны, но в полости штанг, проходит декомпрессионное устройство, воздействующее на выпускные клапана.

На торце станины со стороны щита приборов устанавливается паразитная шестерня, сцепляющаяся с шестернями коленчатого и распределительного валов, регулятор и привода распределителя

воздуха и магнето, которые приводятся во вращение от шестерни распределительного вала. Снаружи на полке устанавливается масляный комбайн со щитом приборов, а с противоположной стороны над маховиком — сепаратор масла, отделяющий последнее при вентиляции картера. Со стороны выпуска газов на кронштейне установлено магнето. Сверху станина накрывается шестью крышками цилиндров, которые центрируются буртами цилиндрических втулок. Торцы фундаментной рамы и станины с каждой стороны закрываются общими крышками. На крышке со стороны щита приборов устанавливаются для масла зубчатый циркуляционный и ручной прокачной насосы, распределитель воздуха и устройство для подрегулировки числа оборотов двигателя.

На каждой крышке цилиндров, кроме клапанов с коромыслами и стойками, имеются свеча, пробный краник, пусковой невозвратный клапан и патрубок для перепуска воды. Каждая крышка сверху накрывается колпаком.

С одной стороны крышек на шпильки надевается общий всасывающий коллектор со смесителем, который имеет три заслонки. Верхняя заслонка регулирует количество смеси и приводится в движение регулятором. Средняя — служит для дозировки газа, а нижняя — предназначена для воздуха и имеет для этой цели устройство тонкой подрегулировки количества воздуха. Эти две заслонки управляются вручную для подбора качества рабочей смеси. На крышках цилиндров со стороны, противоположной всасывающему коллектору, крепится выхлопной коллектор с водяной рубашкой.

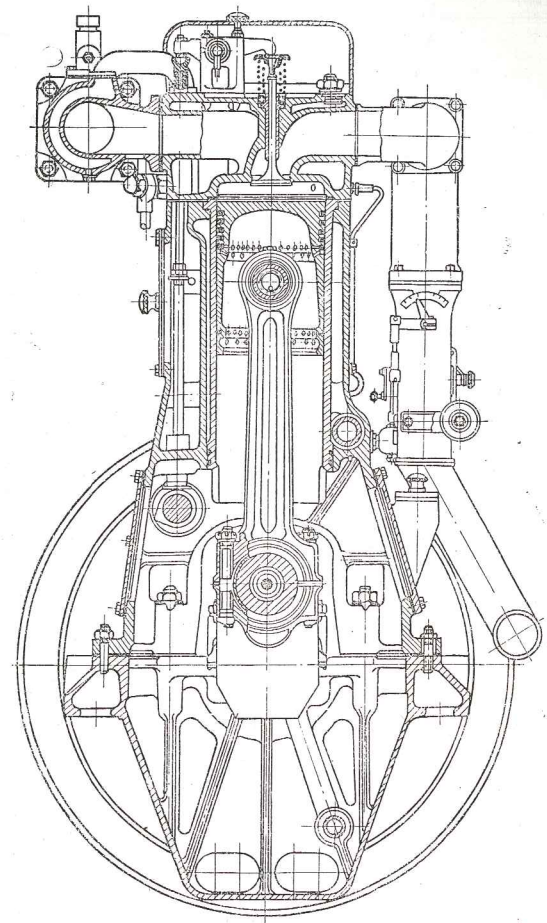
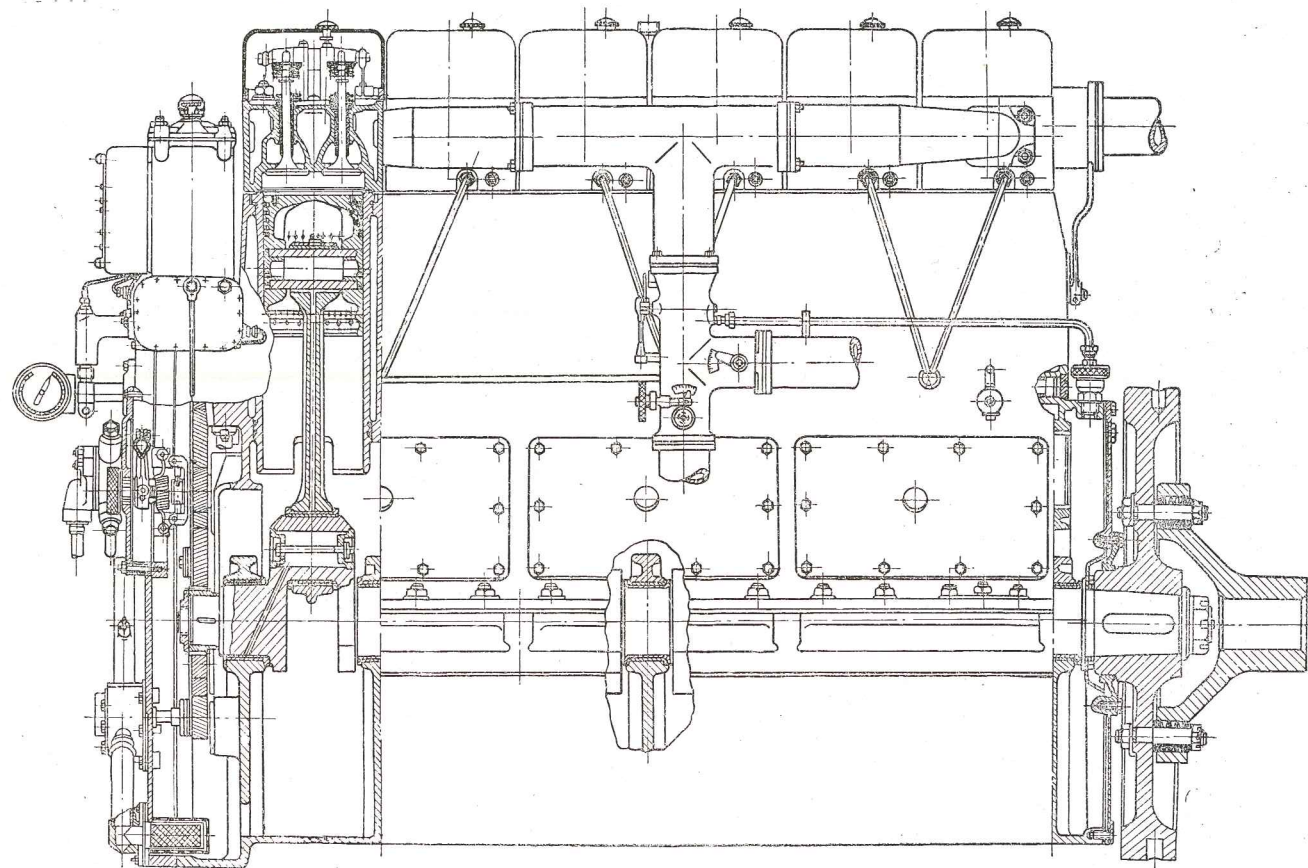
Для наблюдения за правильным режимом двигателя на щите приборов установлено пять аэротермометров для замера температур входящей в двигатель и выходящей из него воды, входящего в холодильник и выходящего из него масла и газа у двигателя. На щите также установлен один манометр для определения давления масла в магистрали.

Ввиду простоты конструкции двигателя рассмотрим только масляную, водяную и пусковую системы.

Масляная система. Перед пуском масляная магистраль (фиг. 3) полностью заполняется маслом при помощи ручного прокачного насоса. Во время работы двигателя масло зубчатым циркуляционным насосом забирается из поддона фундаментной рамы через приемный грубый фильтр, расположенный над отстойником. Затем масло поступает в комбайн масла, где разбивается на два потока.

Один поток, составляющий 10—15% от общего количества масла, проходит через два картонных элемента АСФО-1 тонкого фильтра и сбрасывается в картер.

Другой же основной поток проходит три концентрические сетки грубого фильтра и поступает в полость перед холодильником масла. Здесь одна часть масла по тонкой трубке через игольчатый вентиль поступает к коромыслам клапанов для их смазки, откуда стекает по отверстиям для штанг в полость их расположения и затем, смазывая по пути толкатели,



Фиг. 1. Продольный и поперечный разрезы двигателя.

воздуха
распреде
масляны
роны на
при вент
установл
ками цил
лок. Тор
крываютс
боров ус
ручной п
для подр

На ка
и стойкам
ный клапа
сверху на

С одно
вающий к
Верхняя з
движение
а нижняя
устройство
заслонки у
смеси. На
связающему
рубашкой.

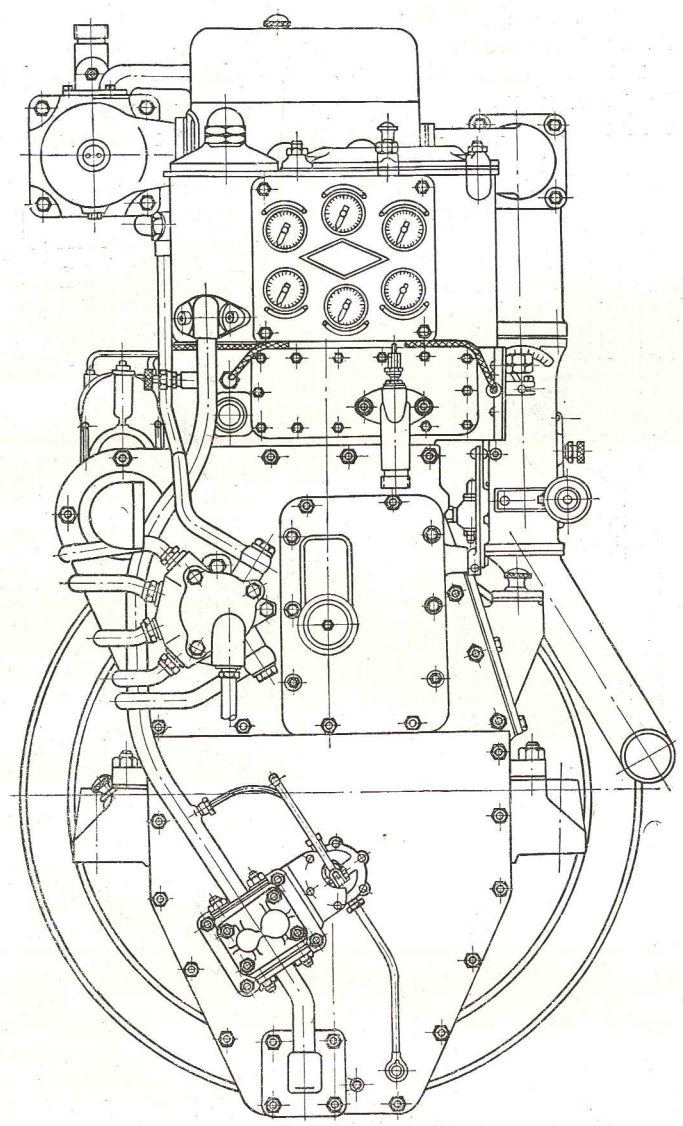
Для наб
приборов ус
тур входящ
в холодиль
На щите т
давления ма

Ввиду пр
масляную, в

Масляная
полностью за
насоса. Во в
ным насосом
приемный гру
масло поступ

Один пот
масла, проход
фильтра и сб

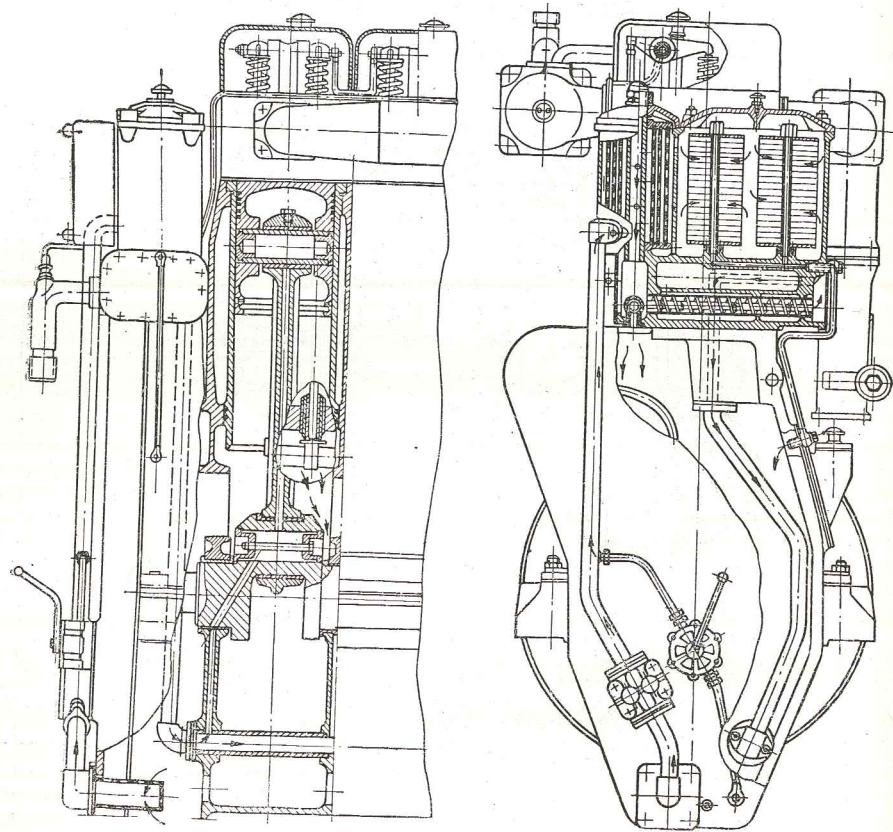
Другой ж
ские сетки
холодильником
через игольча
для их смазк
лость их расп



Фиг. 2. Вид на двигатель со стороны вспомогательных агрегатов.

сливается в картер. Другая часть масла, представляющая излишек, сбрасывается через редукционный клапан на шестерни, смазывая зубья и заполняя ловушки масла, предназначенные для смазки цапф шестерен. Третья основная часть масла проходит через холодильник масла, состоящий из шести трубок с завихрителями, и вступает в магистраль для смазки коренных подшипников.

Кроме того, в комбайне имеются два перепускных клапана. Один из них соединяет полость неочищенного масла с полостью



Фиг. 3. Система смазки.

перед холодильником. В случаях когда сетки грубого фильтра и холодного масла загрязнены, этот клапан служит для перепуска масла, минуя фильтр. Другой клапан предназначен для перепуска части холодного масла, минуя холодильник с целью скорейшего прогрева циркуляционного масла до требуемой вязкости. После этого он закрывается и все масло уже идет через холодильник.

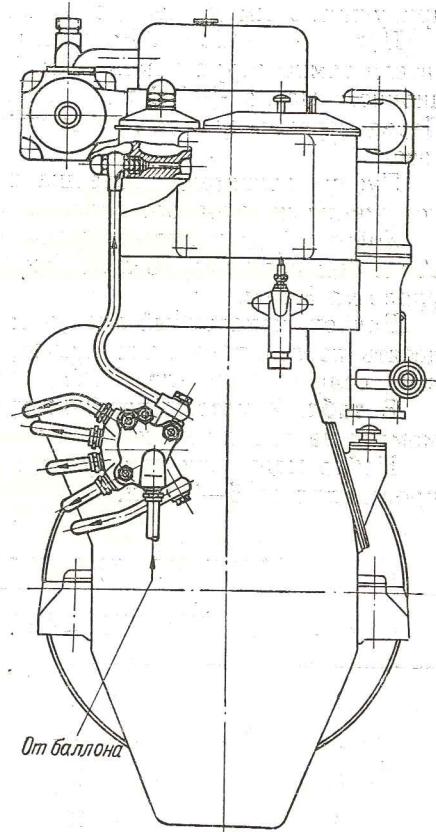
Из магистрали, залитой в фундаментной раме, масло по сверлениям поступает к коренным подшипникам, смазывая и охлаждая их. Отсюда часть масла вытекает по торцам вкладышей, а часть

по косым сверлениям в коленчатом валу поступает к мотылевым подшипникам, предварительно сепарируясь в расточках мотылевых шеек. Смазав шейки мотылей, масло по сверлениям в шатунах поступает к головным подшипникам. Излишки масла, вытекая по зазорам, разбрызгиваясь, смазывают зеркала цилиндров и распределительный вал.

Водяная система. Вода к двигателю подводится из напорного бака самотеком или непосредственно от насоса и поступает в масляный холодильник. Из него она направляется по трубе, вставленной в водяную рубашку, и распределяется по цилиндрам. Отсюда вода, поднимаясь вверх из зарубашечного пространства цилиндров, перетекает через каждые четыре переливных трубки в крышки цилиндров. Из крышек цилиндров по переливным патрубкам вода попадает в рубашку выхлопного коллектора, из которого идет на сброс или в градирню. На двигателе предусмотрено применение замкнутого горячего охлаждения.

Во время испытания на антраците вода из двигателя и газогенераторной установки сбрасывалась в градирню, а оттуда комплектным насосом ЦНШ-40 подавалась в водонапорный бак, расположенный на высоте 4,5 м от уровня пола. Из бака вода самотеком распределялась на двигатель и газогенераторную установку. При испытании на древесной чурке вода из двигателя сливалась в градирню. Ввиду того, что водопровод из газогенераторной установки в градирню не был изготовлен, вода из последнего спускалась в канализацию.

Пусковая система (фиг. 4). При пуске воздух из баллона поступает в распределитель воздуха, откуда посредством дискового золотника подводится на такте сжатия по трубам через невозвратные клапаны в цилиндры, где и совершает работу. После появления первых вспышек доступ воздуха в цилиндры прекращают.



Фиг. 4. Система пуска.

3. Результаты ведомственных испытаний газового двигателя 6ГЧ 18/26 с газогенераторной установкой А-4, работающей на антраците

Розжиг газогенератора. Розжиг холодного газогенератора производился принудительным дутьем. Продолжительность процесса розжига до получения раскаленной зоны антрацита (высотой до 700 мм) и пуска двигателя составила 2 час. 5 мин.

Розжиг приглушенного газогенератора после 16 час. стоянки принудительным дутьем до пуска двигателя длился 40 мин.

Пусковые свойства. Во время испытания пусковых свойств двигателя температура помещения была +9° С, температура циркуляционного масла +8° С и температура охлаждающей воды +2° С. Перед первым пуском производилось заполнение газового тракта газом.

Пуски двигателя совершались одним мотористом с любого положения коленчатого вала.

Холодный двигатель запускался воздухом из баллона емкостью 200 л при давлении 18 атм. При этом давление воздуха в баллоне упало на 3 атм.

Баллон, накаченный воздухом до 30 атм, позволил осуществить десять последовательных пусков, причем пуск считался выполненным, если в двигателе происходил ряд вспышек.

В табл. 2 указан порядок пуска, соответствующее давление в момент начала пуска и расход воздуха.

Набор мощности при пуске с холостого хода до 100% нагрузки происходил за 5—7 мин.

Таблица 2

Количество пусков и расход воздуха на пуск

№ пуска	Давление воздуха перед пуском в атм	Падение давления воздуха перед пуском в атм
1	30	6
2	24	3
3	21	2
4	19	2
5	17	1,5
6	15,5	1,5
7	14	1
8	13	1
9	12	1,5
10	10,5	0,5
11	10	Не пустился

Работа газомоторной установки и обслуживание. На всех режимах двигатель работал устойчиво, обеспечивая частоту тока в пределах 49,5—50,5 гц.

Процесс сгорания в цилиндрах протекал нормально, перегревов и стуков в них не наблюдалось.

Равномерность распределения нагрузок по цилиндрам определялась пиметром и снятием гребенок индикатором. Из-за наличия длинных штуцеров абсолютные показания этих приборов были занижены, но относительные отклонения показаний между цилиндрами были незначительны, что видно из данных для нагрузки 100% (табл. 3).

Таблица 3

Максимальное давление сгорания и давление по пиметру

№ цилиндров	Максимальное давление сгорания в кг/см²	Давление по пиметру в кг/см²	
		1-й замер	2-й замер
1	34—30	2,8	2,8
2	35—31	2,75	2,8
3	34—32	2,8	2,8
4	35—32	2,7	2,7
5	35—31	2,7	2,8
6	35—30	2,7	2,8

Средняя температура выпускных газов (в °С) в выпускном трубопроводе на расстоянии 0,5 м от коллектора составляла:

Для нагрузки 110%	540
" " 100%	500—520
" " 75%	495—515
" " 50%	475—480
" " 25%	460—480
для холостого хода	460—475

При повышении калорийности газа, если своевременно моторист не производил обеднение рабочей смеси, изредка происходили хлопки во всасывающую систему.

Во время загрузок антрацита мощность и число оборотов двигателя оставались постоянными. Чистки же газогенератора от шлака вызывают резкое и значительное изменение калорийности газа. Поэтому требуется непрерывно регулировать качество рабочей смеси, чтобы обеспечить требуемые мощность и число оборотов. Продолжительность чисток доходила до 40 мин. в зависимости от величины шлакования.

Окружающие условия, в которых работал двигатель во время испытания на антраците, были следующие:

Температура помещения	8—22° С
Барометрическое давление воздуха	759—771 мм рт. ст.
Температура воды, входящей в двигатель	12—29° С
Температура воды, выходящей из двигателя	48—56° С
Температура масла, входящего в двигатель	48—60° С
Температура масла, выходящего из двигателя	52—65° С
Разрежение газа перед двигателем	70—125 мм вод. ст.
Температура газа перед двигателем	22—46° С

Состав газа во время испытания был следующий:
 $CO = 23,5-24,5\%$; $H_2 = 12-13,5\%$; $CH_4 = 2-2,2\%$; $C_nH_m = 0,2-0,6\%$; $CO_2 = 7,5-9,0\%$; $O_2 = 0,8-1,0\%$.

Нижшая теплотворная способность газа при этом составляла 1170—1240 ккал/нм³.

При вышеуказанных окружающих условиях и температуре газа перед двигателем 40° С, развиваемая фактическая мощность на нагрузках 100 и 110% была выше гарантированной, но при температуре газа 46° С двигатель не мог развить 110-процентную мощность.

Работа двигателя на различных нагрузках приведена в табл. 4.

Таблица 4

Продолжительность нагрузок двигателя

Нагрузка в %	Продолжительность работы в час.	Средняя мощность в л. с.
110	2	151,2
100	142	137,7
75	29	104,6
50	20	70,3
25	5	37,4
Холостой ход	1,5	0

Проверка регулятора на сброс и наброс нагрузки показала его удовлетворительную работу, что видно из табл. 5.

Ручная подрегулировка числа оборотов при 100-процентной нагрузке обеспечивала диапазон изменения числа оборотов 705—780 об/мин.

Испытание газомоторной установки обслуживалось одним мотористом и одним газогенераторщиком.

Таблица 5

Испытание регулятора

Нагрузка	Число оборотов в минуту	Мгнов. ное изменение нагрузки	Заброс в об/мин.	Установившееся число оборотов в минуту после перехода	Время перехода режима в сек.
100%	750	Холостой ход	820	800	7
Холостой ход	800	100%	710	750	4
100%	750	Холостой ход	820	800	4
Холостой ход	800	100%	700	750	4

Затраты времени по различным видам ухода по двигателю за смену составили:

Техническое обслуживание двигателя	15 мин.	3,1%
Регулирование двигателя	6 мин.	1,25%
Наблюдение за работой двигателя	439 мин.	91,5%
Приемка и сдача смены	20 мин.	4,15%

Итого: 480 мин. 100%

Для газогенераторной установки:

Загрузка и просев топлива	61 мин.	12,75%
Регулировка газогенераторной установки	3 мин.	0,63%
Наблюдение за работой	401 мин.	83,5%
Приемка и сдача смены	15 мин.	3,12%

Итого: 480 мин. 100%

Загрузка газогенератора осуществлялась вручную (по мере необходимости) двумя порциями по 26—27 кг, а чистка газогенератора проводилась через 8—16 час. в зависимости от нагрузки и зольности антрацита длительностью от 20 до 40 мин.

После чистки газогенератора одновременно загружалось примерно 120—140 кг антрацита.

Топливо, смазка и охлаждение. Топливом служил донецкий антрацит марок «АМ» и «АК» первого сорта ГОСТ 3846—47, содержащий в среднем: углерода — 80,69%, водорода — 2%, кислорода — 1,5%, серы — 1,4%, золы — 10,75% и влаги — 3,66%. Нижняя теплотворная способность была 7007 ккал/кг.

Зольность антрацита составляла 7,28—15,54%, а серы — 1,6—2,39%.

Расход антрацита для различных нагрузок был следующий:

Для 100% нагрузки	360 г/э. л. с.-час
" 75% "	465 г/э. л. с.-час
" 50% "	560 г/э. л. с.-час
" 25% "	640 г/э. л. с.-час

Коэффициент полезного действия всей установки при 100% нагрузке составлял 25%.

Для смазки двигателя применялось масло марки «АК-10». Масло заменялось через 200 час. работы.

Анализ отработанного масла показал следующее:

Вязкость по Энглеру	$E_{100}^0 = 2,65$
Удельный вес	0,924
Температура вспышки	210°
Механические примеси	0,25%
Кислотность и вода	не обнаружены

Два картонных элемента типа АСФО-1 менялись через каждые 100 час. работы и содержали каждый, примерно, по 1 кг смеси, состоящей из сажи, продуктов разложения масла и механических примесей.

Давление масла, поступающего в двигатель, поддерживалось на уровне 2,7—2,8 кг/см². Средний удельный расход масла, замеренный при нагрузке 100%, составил 5,06 г/э. л. с.-час без учета слива масла.

Удельный расход воды на двигатель при перепаде в 25° составил 22,7—26,8 кг/э. л. с.-час для нагрузки 100%.

При 100 и 110-процентных нагрузках наблюдалась высокая температура газа после очистки, которую не удалось снизить до 35° С согласно ВТУ. Такое повышение температуры объяснялось недостаточным сечением водяных трубопроводов у комбинированного очистителя и коррозией разбрызгивающих сопел. В опытной партии этот дефект будет устранен.

4. Результаты ведомственных испытаний газового двигателя 6ГЧ 18/26 с газогенераторной установкой А-4, работающей на древесной чурке

Испытание газомоторной установки проводилось на древесной неокоренной чурке размером 100×100×180 мм (преимущественно породы граб и частично на смеси граба с буком). Относительная влажность чурок колебалась от 18 до 50%. Средняя относительная влажность чурок за испытание составила 32,5%.

Удельный расход чурок при относительной влажности 18—25% составил:

При нагрузке 100%	1,18 кг/э. л. с.-час
" " 75%	1,2 кг/э. л. с.-час

Удельный расход чурок при относительной влажности 30—45% составил:

При нагрузке 100%	1,4 кг/э. л. с.-час
" " 75%	2 кг/э. л. с.-час

Соответствующий коэффициент полезного действия установки при влажности (относительной) 45% был 17,5%.

Удельный расход смазки при 100-процентной нагрузке составил 3,86 г/э. л. с.-час. Удельный расход воды на двигатель при перепаде 25° С колебался от 24 до 26 л/э. л. с.-час.

Химический состав газа, вырабатываемый газогенераторной установкой, по своим компонентам составлял: CO₂ = 4,5—7,3%; O₂ = 0,6%; CO = 23,2—25%; H₂ = 11,5—12,8%; CH₄ = 1,8—2,3%; (этот состав обеспечивал низшую теплотворную способность, равную 1013—1110 ккал/м³).

Розжиг газогенератора производился на нормальной чурке, предназначенной для работы, и длился при естественной тяге 4 часа; розжиг приглушенного горячего газогенератора после 11 час. простоя совершался за 50 мин.

Обслуживание двигателя производилось одним мотористом и ничем не отличалось от обслуживания при работе на антраците за исключением более частых подрегулировок качества рабочей смеси. Частые подрегулировки вызывались быстрым нарастанием разрежения в газогенераторе, которое происходило благодаря забиванию нижней части его угольной мелочью, так как уголь из граба обладает незначительной механической прочностью.

Газогенератор обслуживался газогенераторщиком и его помощником.

Различные виды ухода в течение смены распределялись по времени следующим образом:

На загрузку и подноску топлива	94 мин.	19,6%
На чистку зольной ямы	5 мин.	1,04%
На наблюдение	381 мин.	79,36%

Итого: 480 мин. 100%

Топливо загружалось при нагрузке 100% в среднем через 30 мин. порциями по 90 кг. Таким образом, обслуживание газомоторной установки, работающей на дровах, не является обременительным для персонала.

5. Работа системы зажигания

Как свечи, так и магнето во время ведомственных испытаний работали бесперебойно, и не было ни одного случая замены свечей. В общей сложности магнето и свечи на заводских и ведомственных испытаниях простояли 720 час. и остались пригодными для дальнейшей работы. Бесперебойная работа всей системы зажигания

была достигнута за счет установления зазоров 0,25—0,3 мм между усиками и сердечниками в свечах, и своевременного технического ухода за системой. Через каждые 50 час. производилась проверка зазоров между усиками и сердечниками в свечах, а также их зачистка от окалины. Кроме того, через каждые 100 час. работы у магнето проверялось состояние контактов между молоточком и наковальной прерывателя.

Таким образом, правильное наблюдение за системой зажигания позволило добиться продолжительной и бесперебойной работы ее в целом.

Выводы

Проведенные ведомственные испытания показали, что двигатель 6ГЧ 18/26 устойчиво развивает номинальную мощность 135 л.с., а также перегруз 110%, соответствующий 148,5 л.с.

На двигателе за 516 час. ведомственных испытаний не было выхода из строя ни одной детали. Таким образом, двигатель 6ГЧ 18/26 с газогенераторными установками, работающими на антраците и древесной чурке, является работоспособным и пригодным для выработки электроэнергии для осветительных и производственных целей.

Производственный хронометраж по уходу за газомоторными установками во время их работы показал, что он не является для обслуживающего персонала обременительным.

Полученный удельный расход антрацита 360 г/э.л.с.-час является одним из лучших результатов, благодаря оптимальной регулировки всей установки.

Полученные результаты испытаний двигателя 6ГЧ 18/26 с газогенераторными установками показали большую их экономичность в области выработки электроэнергии, нежели современные паросиловые установки, имеющие повышенные параметры пара.

Так наибольший коэффициент полезного действия современной паросиловой установки без конденсации пара соответствующей мощности составляет не более 8%, в то время как газомоторные установки, работающие на древесной чурке, имеют к. п. д. 17%, а работающие на антраците 25%.

Ф. А. Фролов

УТИЛИЗАЦИОННЫЕ КОТЛЫ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В статье описываются малогабаритные утилизационные котлы конструкции ЦНИДИ для газовых двигателей мощностью $N_e = 90 - 120$ л.с., внедряемые в дизелестроительную и другие отрасли промышленности, а также в сельское хозяйство СССР.

Показаны приемы расчета количества отработавших газов и поверхности нагрева утилизационных котлов, необходимые для их проектирования.

Утилизация отбросного тепла требует решения двух задач. Во-первых, конструктивного оформления теплоутилизующей аппаратуры, во-вторых, организации потребления этого запаса тепла.

Современный газовый двигатель использует 25—30% тепловой энергии, поданной в двигатель в виде горючего — газа; остальные 70—75% идут в отход с охлаждающей водой и отработавшими газами, т. е. не используются.

Кроме того, в процессе получения газа в газогенераторной установке и его охлаждении в очистительной системе дополнительно отводится так называемое физическое тепло генераторного газа.

ЦНИДИ разработаны малогабаритные котлы утилизаторы, в которые поступает вода, нагретая в рубашке двигателя до температуры 60°С. Проходя через котел, вода нагревается за счет тепла выхлопных газов до 85—90°С; такая вода представляет техническую ценность и может быть направлена в сеть водяного отопления с нормальными радиаторами. Она может быть также использована и в сельском хозяйстве.

Институтом также разработана конструкция малогабаритных котлов для получения пара низкого давления; один и тот же котел, установленный на выхлопном тракте двигателя, может работать и как паровой и как водогрейный. Для этого достаточно сменить головку котла — днище.

Каждая работающая силовая установка мощностью 90—120 э.л.с., снабженная таким утилизатором, без дополнительных затрат топлива (жидкого или газообразного) может дать

пропорционально ее эффективной мощности тепло в виде горячей воды или пара. Такая установка не требует дополнительного обслуживающего персонала, так как уход за такими котлами очень прост.

На установках с газогенератором и газовым двигателем количество использованного отбросного тепла можно поднять еще выше, пропуская нагретую в двигателе охлаждающую воду сначала через один котел, — на выхлопном газе, а потом последовательно через другой — на генераторном газе.

При такой схеме использования на газомоторной установке 90 л. с. можно получить 2 м³ воды в час, нагретой до 100° С.

Утилизационные котлы ЦНИДИ внедрены в производство на заводе им. 25 Октября (г. Первомайск).

При условии сохранения тех же скоростей отработавших газов, которые приняты для работы котла на газовом двигателе, эти котлы годны и для двигателей жидкого топлива.

1. Водотрубный котел — утилизатор на выхлопном газе

Выхлопные газы газового двигателя чисты. В них очень мало сажи и смолистых веществ, что создает благоприятные условия работы котла. Газовая полость не заносится слоем отложений, увеличивающим термическое сопротивление на границе теплообмена газ — стенка трубы. Кроме того, чистота газовой полости благоприятно сказывается на газовом сопротивлении Δp , которое почти не увеличивается в процессе эксплуатации, что не имеет места при работе котла на дизеле. Благодаря этому чистка утилизационного котла газового двигателя упрощена.

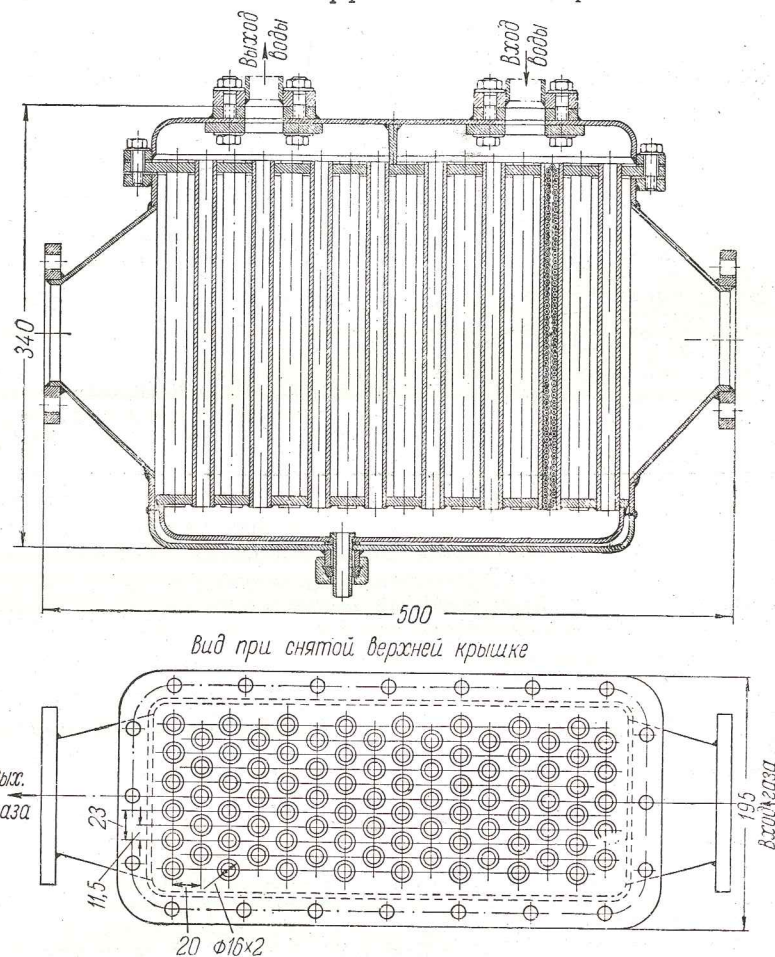
Температура выхлопных газов газового двигателя 450—550° С (против 400—450° С тоже четырехтактного, не форсированного дизеля), что также является благоприятным фактором для использования отбросного тепла.

На фиг. 1 представлена конструкция утилизационного котла ЦНИДИ, разработанная автором. Выхлопные газы проходят по межтрубному пространству поперечным потоком без поворотов, а нагреваемая вода внутри труб — петлеобразно от верхнего сборника вниз по одной половине труб в нижний сборник, откуда по другой половине труб — в верхний сборник и по трубопроводу к потребителю горячей воды.

Трубный пучок в корпусе котла одним концом закреплен неподвижно, второй конец может перемещаться по вертикали, так как снабжен сальником в сливной пробке. Такая конструкция исключает напряжения от удлинения труб при работе котла и появление течи по этой причине. Трубный пучок скомпонован из стальных труб $\varnothing 16 \times 2$ мм, рабочей длиной 300 мм.

Отношение поверхности трубы к объему ее растет с уменьшением диаметра трубы пропорционально $\frac{4m^2}{Dm^3}$, поэтому для малогабаритного котла удобны малые диаметры.

Другим фактором, определяющим габариты и тепловую эффективность, является разбивка труб в трубной доске. Экспериментально доказано, что малые диаметры труб в тесном пучке благоприятно сказываются на коэффициенте теплопередачи котла. Для



Фиг. 1. Утилизационный котел ЦНИДИ для газовых двигателей мощностью 90—120 л. с.

утилизационного котла мы остановились на шахматном расположении труб диаметром 16 мм.

Поперечный шаг трубного пучка:

$$x_1 = 23 \text{ мм}; \quad \frac{x_1}{d} = \frac{23}{16} = 1,4;$$

продольный шаг:

$$x_2 = 20 \text{ мм}; \quad \frac{x_2}{d} = \frac{20}{16} = 1,2.$$

Такая разбивка дает возможность механической чистки труб, вынутого из корпуса пучка.

Для определения коэффициента теплоотдачи α_1 на границе газ — стенка трубы, применим критериальную зависимость Литвинова.

$$Nu = C \varepsilon_m Re^n. \quad (1)$$

Коэффициенты C_1 , ε_m и n для принятой разбивки труб равны:

$$C = 1 + \frac{x_1}{d} \cdot 0,1 = 1,14.$$

Для 1-го ряда
 $n = 0,60$
 $\varepsilon_m = 0,15$

Для 2-го ряда
 $n = 0,60$
 $\varepsilon_m = 0,20$

Для 3-го и остальных рядов
 $n = 0,60$
 $\varepsilon_m = 0,15$

Чтобы определить α_1 , требуется найти значение средней скорости $W = \frac{V}{f}$ м/сек газа в пучке труб.

Проходное сечение для газа $f_{газ}$ нами выбрано по соображениям компоновки труб в тесном пучке для удобства механической чистки и технологичности заварки труб в трубной доске. Меньшие расстояния между трубами затрудняют сварку.

Данные по расходу отработанных газов, их химический состав, температура и давление получены при испытании на газовом двигателе 4ГЧ 18/26 лабораторных образцов котла.

Результаты испытаний представлены в табл. 1.

Испытанию подвергся трубный пучок из 44 стальных овальных труб (размер заготовки $12 \times 1,5$ мм).

Расход выхлопного газа определен из количества поступающего к двигателю генераторного газа и воздуха. Измерение этих газов производилось при помощи дроссельных приборов, установленных в трубопроводах, согласно «Правилам № 169 по измерению расхода жидкостей и газов при помощи сопел и диафрагм».

Определение расхода генераторного газа и воздуха производим по формуле

$$V = 0,01252 \cdot \varepsilon K_t \cdot a d^2 \sqrt{\frac{h}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{час},$$

где V — объем газа в $\text{м}^3/\text{час}$;

ε — поправочный множитель, учитывающий заполнение дифференциального манометра водой, над которой находится газ или воздух;

K_t — поправочный множитель, учитывающий расширение дроссельного прибора;

α_1 — коэффициент расхода;

d — диаметр дроссельного прибора (в мм), замеренный при температуре 20°C ;

h — перепад давления в дроссельном приборе в мм рт. ст.;

γ [кг/м³] — удельный вес протекающего газа перед дроссельным прибором при температуре $t^\circ\text{C}$ и абсолютном давлении P мм рт. ст.

Таблица 1

Испытание лабораторного утилизационного котла УЛ-1000

Поверхность нагрева $F = 0,25 \text{ м}^2$; проходное сечение для газа $f_{газ} = 0,0042 \text{ м}^2$; проходное сечение для воды $f_{вода} = 0,00067 \text{ м}^2$

Дата	Время замера	№ замера	Число оборотов двигателя в об/мин.	Мощность N_e в л. с.	Температура газа в $^\circ\text{C}$			Температура воды в $^\circ\text{C}$			Расход выхлопного газа в м/сек	Скорость		Перепад давления газа по дифманометру в мм вод. ст.	Теплоотдача газа перед котлом в ккал/ч	Теплоотдача газа за котлом в ккал/ч	Количество тепла, отданное газам, в ккал/ч	Среднетемпературный пар в $^\circ\text{C}$	Количество тепла, полученное водой, в ккал/ч	Коэффициент теплопередачи в ккал/м ² час $^\circ\text{C}$	
					до котла	после котла	средняя температура	до котла	за котлом	на входе		выхлопного газа	воды в м/сек								
12 ³⁰	1	750	90	500	300	200	400	60,5	74,5	14,0	0,272	1740	65,0	0,72	440	352,0	205,0	26400	327	24400	323
12 ¹⁵	2	750	90	500	300	200	400	61,0	75,0	14,0	0,272	1740	65,0	0,22	440	352,0	205,0	26400	327	24400	323
12 ³⁰	3	750	90	500	300	200	400	61,0	75,0	14,0	0,272	1740	65,0	0,22	440	352,0	205,0	26400	327	24400	323
13 ⁰⁰	4	750	70	490	290	200	390	60,0	74,0	14,0	0,229	1650	54,5	0,68	330	330	189,0	24600	314	23100	313
13 ¹⁵	5	750	70	490	290	200	390	60,0	74,0	14,0	0,229	1650	54,5	0,68	330	330	189,0	24600	314	23100	313
13 ⁴⁵	6	750	70	490	290	200	390	60,0	74,0	14,0	0,229	1650	54,5	0,68	330	330	189,0	24600	314	23100	313
14 ¹⁵	7	750	70	470	250	220	360	54,0	65,0	11,0	0,165	1650	39,2	0,68	210	319	164,5	19300	290	18200	266
14 ³⁰	8	750	45,0	470	250	220	360	54,0	65,0	11,0	0,156	1650	39,2	0,68	210	319	164,5	19300	290	18200	266
14 ⁴⁵	9	750	45,0	470	250	220	360	54,0	65,0	11,0	0,165	1650	39,2	0,68	210	319	164,5	19300	290	18200	266

Примечание. Состав генераторного и выхлопного газов при одном режиме двигателя принят средний.

22/VII 1953 г.

После подстановки в формулу значений, в соответствии с условиями опыта, $\varepsilon = 0,999$; $K_t = 1$; $\alpha = 684$; $d = 47$ мм, получим формулы подсчета расхода газа и воздуха

$$V_{\text{газ. час}} = 17,6 \sqrt{\frac{h_{\text{возд}}}{\gamma_{\text{возд}}}} [м^3/\text{час при } t' \text{ }^\circ\text{C и } P' \text{ мм рт. ст.}]$$

$$L_{\text{возд. час}} = 17,6 \sqrt{\frac{h_{\text{возд}}}{\gamma_{\text{возд}}}} [м^3/\text{час при } t'' \text{ }^\circ\text{C и } P' \text{ мм рт. ст.}]$$

Во время испытания котла был определен химический анализ генераторного и выхлопного газов (табл. 2).

Состав газа

Таблица 2

Газ	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	N ₂	CH ₄
	в %					
Генераторный . .	7,6	0,0	20,9	13	58,05	1,05
Выхлопной . . .	17,2	3,2	1,4	0,408	77,8	0,0

Удельный вес генераторного газа указанного состава, подсчитываем по молекулярному весу газовой смеси m_2 :

$$m_2 = 0,01 (m \text{CO}_2 \cdot \text{CO}_2^0/0 + m \text{H}_2 \cdot \text{H}_2^0/0 + m \text{CO} \cdot \text{CO}^0/0 + m \text{CH}_4 \cdot \text{CH}_4^0/0 + m \text{O}_2 \cdot \text{O}_2^0/0 + m \text{N}_2 \cdot \text{N}_2^0/0);$$

$$m_{2\text{CO}_2} (\text{CO}_2) = 44 \cdot 7,6 = 334$$

$$m_{2\text{CO}} (\text{CO}) = 28 \cdot 20,9 = 582$$

$$m_{2\text{H}_2} (\text{H}_2) = 2 \cdot 13,0 = 26,0$$

$$m_{2\text{N}_2} (\text{N}_2) = 28 \cdot 58,05 = 1620$$

$$m_2 = 25,8$$

Средний удельный вес газа перед дроссельным прибором, т. е. при t' °C и давлении P' мм рт. ст. находим по формуле

$$\gamma_2 = \frac{P' \cdot 10\,000 \cdot m_2}{735,6 \cdot 848 (273 + t')} \text{ кг/м}^3,$$

где $848 = \rho R$ кгм/моль °C.

Объемный расход воздуха ($м^3$) и объемный расход газа ($м^3$) замерен при работе двигателя. Весовой расход газозоудшной смеси определим по формуле:

$$G_{\text{см}} = G_{\text{ген. газ}} + G_{\text{воз}} \text{ кг/час.}$$

Следовательно,

$$G_{\text{см}} = G_{\text{выкл. газ}}$$

Объемный состав выхлопного газа (в %) дается газовым анализом. Вес же каждого компонента в $1 м^3$ выхлопного газа определим по закону Авогадро. Если в $1 м^3$ газа содержится $17,2\%$ (по объему) углекислого газа, то вес этого газа составит

$$\left. \begin{array}{l} 22,4 \text{ л весит } 44 \text{ г} \\ 172 \text{ л} \quad \quad \quad x \end{array} \right\} x = \frac{172 \cdot 44}{22,4} = 337,85 \text{ г/м}^3 \approx 0,338 \text{ кг/м}^3.$$

Сумма подсчитанных таким образом компонентов составит вес $1 м^3$ выхлопного газа $g_{\text{выкл. газа}}$

$$g_{\text{выкл. газ}} = g \text{CO}_2 + g \text{O}_2 + g \text{CO} + g \text{H}_2 + g \text{N}_2 \text{ кг/м}^3.$$

Объем его, проходящий по котлу в час, определится

$$V_{\text{выкл. газ}} = \frac{G_{\text{выкл. газ}}}{g_{\text{выкл. газ}}} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Зная расход выхлопного газа двигателя в единицу времени и проходное (самое узкое) сечение газовой полости котла $f м^2$, найдем среднюю скорость выхлопных газов по котлу — параметр, определяющий тепловую эффективность и газовое сопротивление, — основные показатели работы котла

$$W_{\text{выкл. газ}} = \frac{V}{f} \text{ м/сек.}$$

Количество тепла, которое котел должен отвести от выхлопных газов, принимаем, исходя из положения — не охлаждать газ ниже 150°C , так как при более глубоком охлаждении (до точки росы) имеет место образование серной кислоты, разъедающей рабочие части котла. Количество тепла Q , передаваемое газами поверхности нагрева котла, определим по уравнению

$$Q = G \cdot C_p (t_1 - t_2), \quad (2)$$

где t_1 — температура выхлопных газов перед котлом 500°C ;

t_2 — температура выхлопного газа за котлом 150°C ;

C_p — удельная весовая теплоемкость выхлопных газов при постоянном давлении, которую допустимо принять равной C_p воздуха.

Формула (1) применима для принятых размеров трубного пучка и диапазона значений

$$\text{Re}_f = 5 \cdot 10^3 \div 7 \cdot 10^4.$$

При работе двигателя на номинальной мощности $N_e = 90$ л. с. (топливо, торф), расход выхлопных газов при $t = 350^\circ\text{C}$ измерен

$$V = 0,252 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

В качестве определяющей принимаем среднюю температуру газов в котле

$$t_f = \frac{1}{2} (500 + 200) \text{ }^\circ\text{C.}$$

Средняя скорость газов (при $t = 350^\circ\text{C}$) по межтрубному пространству котла

$$W_{\text{ср}} = \frac{V}{f} = \frac{0,252}{0,0093} = 27 \text{ м/сек.}$$

$$\text{Критерий } Re = \frac{W \cdot d}{\nu} = \frac{27 \cdot 0,016}{57,5 \cdot 10^{-6}} = 7500.$$

Теплопроводность выхлопных газов при температуре 350°C , принимаем равной теплопроводности воздуха

$$\lambda_f = 0,0393 \text{ ккал/м}^\circ\text{C}.$$

Значение критерия Нуссельта

$$Nu = C \varepsilon_m Re_f^{0,60} = 1,14 \cdot 0,15 \cdot 211 = 36,1.$$

Коэффициент теплоотдачи для 1-го ряда пучка будет

$$\alpha'_1 = Nu_f \frac{\lambda_f}{d} = \frac{36,1 \cdot 0,0393}{0,016} = 88,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Аналогично для 2-го ряда

$$\alpha''_1 = 118 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

для 3-го и остальных рядов

$$\alpha'''_1 = 148 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Значение α_1 всего пучка котла

$$\alpha_1 = \frac{\alpha'_1 + \alpha''_1 + 14\alpha'''_1}{16} = \frac{88,5 + 118 + 14 \cdot 148}{16} = 142 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде α_2 , как функции критерия Re и Pr для турбулентного режима движения воды определяется по зависимости

$$Nu_f = 0,023 Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \quad (3)$$

для значений Re_f свыше 10 000.

В условиях работы водогрейного утилизационного котла, скорости воды в трубах (0,3 м/сек)

$$Re = \frac{W \cdot d}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 0,012}{0,415 \cdot 10^{-6}} = 8670.$$

Экстраполяция формулы (3) на область значений $Re = 2200-10\,000$ недопустима, и значение Nu при переходном турбулентном режиме надлежит брать из графика 46 [5].

Для $Re = 8670$ значение $Nu = 27$ и

$$\alpha_2 = \frac{Nu_f \cdot \lambda_f}{d} = \frac{27 \cdot 0,74}{0,012} = 1660 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C},$$

где λ_f при средней температуре воды в котле

$$70^\circ\text{C} = 0,74 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Общий коэффициент теплопередачи K котла определяем по формуле для плоской стенки

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{142} + \frac{1}{1660}} = 131 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Термическим сопротивлением $\frac{\delta}{\lambda}$ стальной стенки трубы пренебрегаем, так как в рассматриваемом случае оно практически не влияет на результат расчета K .

Тепловой расчет завершается определением поверхности нагрева котла по формуле

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \text{ м}^2. \quad (4)$$

Количество тепла Q для рассматриваемого случая рассчитанное по формуле (2)

$$Q = 507 \cdot 0,25 \cdot 300 = 38\,000 \text{ ккал/час}.$$

Среднелогарифмический температурный напор Δt определяется по формуле для противотока

$$\Delta t = \varepsilon_{\Delta t} \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{2,3 \lg \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2}},$$

где $t'_1 = 500^\circ\text{C}$ — температура газов перед котлом;
 $t''_2 = 83^\circ\text{C}$ — температура воды на выходе из котла;
 $t''_1 = 200^\circ\text{C}$ — температура газов после котла;
 $t'_2 = 60^\circ\text{C}$ — температура воды при входе в котел;
 $\varepsilon_{\Delta t}$ — поправка на перекрестный ток.

Поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ к формуле для противоточных аппаратов определяется по вспомогательным величинам.

$$P = \frac{t'_2 - t'_1}{t'_1 - t'_2}; \quad R = \frac{t''_1 - t''_2}{t''_1 - t''_2}.$$

По величинам P и R из графика определяется величина поправки $\epsilon_{\Delta t}$. Для значений температур в наших опытах $\epsilon_{\Delta t} = 1$, поэтому расчет Δt ведется, как для противотока

$$\Delta t = \frac{(500-83) - (200-60)}{2,3 \lg \frac{500-83}{200-60}} = 253^\circ \text{C}.$$

Поверхность нагрева котла по уравнению (4) будет

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{38400}{131 \cdot 254} = 1,15 \text{ м}^2.$$

2. Газовое сопротивление котла

Практикой эксплуатации установлено, что газовое сопротивление Δp утилизационного котла не должно превышать:

- для четырехтактного дизеля 400 мм вод. ст.
- для двухтактного дизеля 200 мм вод. ст.

Требование минимального Δp остается в силе и для утилизационного котла газового двигателя.

Определим полное газовое сопротивление Δp котла по формуле

$$\Delta p = \zeta \frac{\delta \cdot W^2}{2}.$$

ζ рассчитываем по формуле Морозова для шахматных пучков при $\frac{x_1}{d} > \frac{x_e}{d}$

$$\zeta = (5,4 + 3,4m) \text{Re}^{-0,28},$$

где m — число рядов в глубину пучка нашего котла, равное 16.

Скорость отнесена к самому узкому сечению $W_f = 27 \text{ м/сек}$, а физические параметры к средней температуре потока $t_{\text{ср}} = 350^\circ \text{C}$

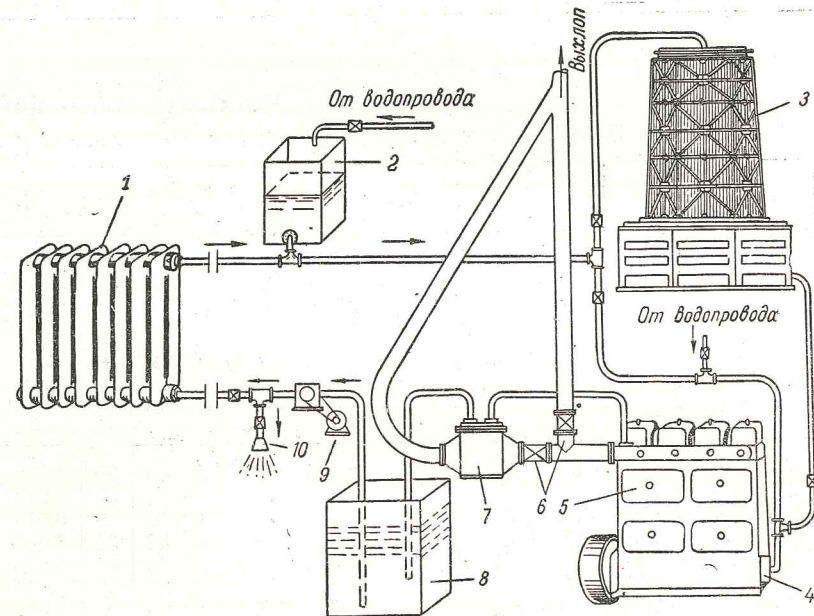
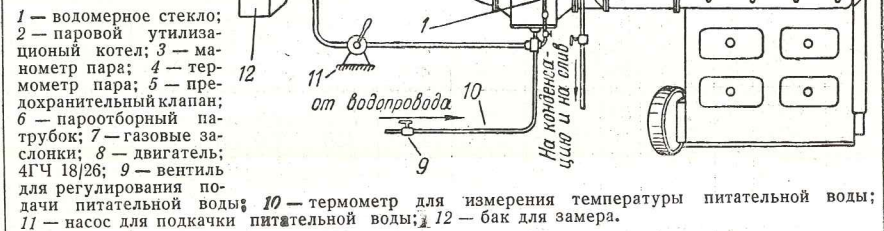
$$\zeta = (5,4 + 3,4 \cdot 16) 7500^{-0,28} = 5;$$

$$\Delta p = \zeta \frac{\delta \cdot W^2}{2} = 5 \frac{0,056 \cdot 27^2}{2} = 204 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta p = 204 \text{ мм вод. ст.}$$

Водогрейный утилизационный котел с пучком из круглых труб, с поверхностью охлаждения $F = 1,15 \text{ м}^2$ был подключен по газовому тракту, а по воде — к трубопроводу на выходе охлаждающей воды из двигателя 4ГЧ 18/26 90 л. с. Вся вода, выходящая из двигателя, при температуре 60°C поступала в котел, где нагре-

Фиг. 2. Схема установки парового котла для испытания:



Фиг. 3. Схема работы утилизационного котла на водяное отопление:

1 — батарея водяного отопления; 2 — расширительный сосуд; 3 — градирня; 4 — водяной насос; 5 — двигатель 4ГЧ 18/26; 6 — заслонка; 7 — водогрейный утилизационный котел; 8 — бак для горячей воды; 9 — циркуляционный насос; 10 — отвод к потребителю горячей воды.

Испытание утилизационного котла У2-1000
 Поверхность нагрева $F = 1,1 \text{ м}^2$; проходное сечение для газа

Дата	Время замера	№ замера	Число оборотов двигателя в об/мин.	Мощность в л. с.	Температура газа в °С				Температура воды в °С					
					перед котлом	за котлом	температурный перепад	средняя температура газа в котле	перед двигателем	за двигателем	температурный перепад	перед котлом	за котлом	температурный перепад
27/IX 1953 г.	12 ⁴⁵	1	750	95	540	240	300	390	11,0	56,5	45,5	56,5	81,0	24,5
	13 ⁰⁰	2	750	95	540	240	300	390	11,0	55,0	44,0	55,0	78,0	23,0
	13 ³⁰	3	750	95	540	240	300	390	11,0	58,5	47,5	58,5	83,0	24,5
	14 ⁰⁰	4	750	68	500	220	280	360	11,0	57,0	46,0	57,0	78,0	21,0
	14 ¹⁵	5	750	68	500	220	280	360	11,0	56,0	45,0	56,0	76,0	20,0
	14 ⁴⁵	6	750	46	470	200	270	335	11,0	53,0	42,0	53,0	68,0	15,0
	15 ⁰⁰	7	750	46	470	200	270	335	11,0	53,0	42,0	53,0	68,0	15,0

Примечание. Состав генераторного и выхлопного газов при одном режиме двигателя

Испытание утилизационного котла У2-1000
 Поверхность нагрева $F = 1,1 \text{ м}^2$; проходное сечение для газа

Дата	Время замера	№ замера	Число оборотов двигателя в об/мин.	Мощность в л. с.	Температура газа в °С				Температура воды в °С			Расход	
					до котла	после котла	температурный перепад	средняя температура газа в котле	до котла	за котлом	температурный перепад	выхлопного газа, отнесенного к средней температуре газа в котле в м ³ /сек	воды в л/час
15/XII 1953 г.	11 ²⁰	1	750	90	500	180	320	340	1,0	40	39	0,270	1180
	11 ³⁵	2	750	90	500	180	320	340	1,0	40	39	0,270	1200
	11 ⁵⁰	3	750	90	500	180	320	340	1,0	40	39	0,270	1200
	12 ¹⁰	4	750	68	460	160	300	310	1,0	32	31	0,233	1180
	12 ²⁵	5	750	68	460	160	300	310	1,0	33	32	0,233	1180
	12 ⁴⁰	6	750	68	460	160	300	310	1,0	33	32	0,233	1180
	13 ⁰⁰	7	750	45	430	140	290	285	1,0	25	24	0,155	1180
	13 ¹⁵	8	750	45	430	140	290	285	1,0	25	24	0,155	1180
	13 ³⁰	9	750	45	430	140	290	285	1,0	25	24	0,155	1180

Примечание. Состав генераторного и выхлопного газов при одном режиме двигателя

Таблица 3

котла У2-1000

$f_{\text{газа}} = 0,0125 \text{ м}^2$; проходное сечение для воды $f_{\text{воды}} = 0,005 \text{ м}^2$

Расход	Скорость		Перепад давления газа по дифманометру в мм вод. ст.	Перепад давления воды по показанию манометра в кг/см ²	Теплосодержание газа перед котлом в ккал/л/ч	Теплосодержание газа за котлом в ккал/л/ч	Количество тепла, полученное водой в двигателе, в ккал/час	Количество тепла, отданное газом, в ккал/час	Количество тепла, полученное водой (в котле), в ккал/час	Среднегарифмический температурный напор в °С	Коэффициент теплопередачи в ккал/м ² час °С		
	выхлопного газа, отнесенного к средней температуре газа в котле м ³ /сек	воды в л/час									выхлопного газа в м/сек	воды в м/сек	по газу
0,280	1650	22,4	0,09	50	0,04	378	163	77 800	42 300	40 500	300	128	123
0,280	1710	22,4	0,09	50	0,04	378	163	75 200	42 300	39 300	302	127	118
0,280	1600	22,4	0,09	50	0,04	378	163	76 000	42 300	39 200	300	128	119
0,254	1470	20,3	0,08	40	0,04	360	168	72 000	32 800	30 300	314	95	89
0,254	1500	20,3	0,08	30	0,04	360	168	72 000	32 800	30 000	314	95,0	87
0,187	1500	15,0	0,08	15	0,04	355	171	67 200	24 200	22 500	306	72,0	67
0,187	1500	15,0	0,08	15	0,04	355	171	67 200	24 200	22 500	306	72,0	67

принят средний.

Таблица 4

котла У2-1000

$f_{\text{газа}} = 0,0125 \text{ м}^2$; проходное сечение для воды $f_{\text{воды}} = 0,0012 \text{ м}^2$

Скорость		Перепад давления газа по дифманометру в мм вод. ст.	Перепад давления воды по показанию манометра в кг/см ²	Теплосодержание газа перед котлом в ккал/л/ч	Теплосодержание газа за котлом в ккал/л/ч	Количество тепла, отданное газам, в ккал/час	Количество тепла, полученное водой, в ккал/час	Среднегарифмический температурный напор в °С	Коэффициент теплопередачи в ккал/м ² час °С	
выхлопного газа в м/сек	воды в м/сек								по газу	по воде
21,6	0,3	30	0,05	350	122	48 000	46 000	298	146	140
21,6	0,3	30	0,05	350	122	48 000	46 800	238	146	143
21,6	0,3	30	0,05	360	122	48 000	46 800	298	146	143
18,7	0,3	20	0,05	312	102	38 000	36 600	272	127	123
18,7	0,3	20	0,05	312	102	38 000	37 800	272	127	126
18,7	0,3	20	0,05	312	102	38 000	37 800	272	127	126
12,4	0,3	10	0,05	304	88	30 700	28 300	250	112	103
12,4	0,3	10	0,05	304	88	30 700	28 300	250	112	103
12,4	0,3	10	0,05	304	88	30 700	28 300	250	112	103

принят средний.

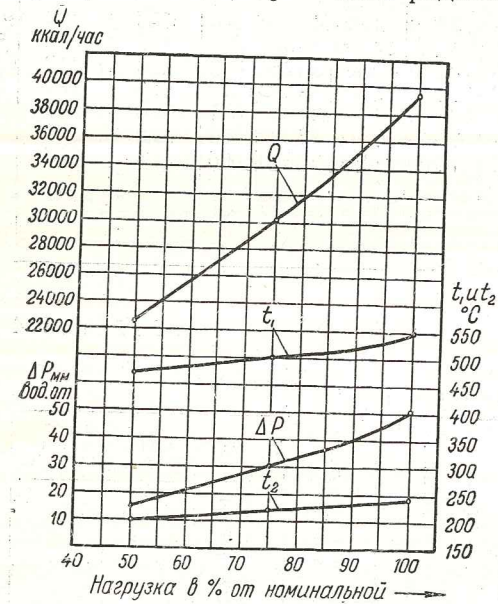
валась далее до температуры 80—85° С (фиг. 2 и 3). Испытание проводилось при мощности двигателя $N_e = 100, 75, 50\%$ от номинальной и дало результаты

Теплопроизводительность котла при такой схеме подключения и $N_e = 96$ л. с.	40 000 ккал/час
Температурный перепад по выхлопному газу	250° С
Средняя скорость газов	22 мм/сек
Скорость воды	0,1 м/сек
Газовое сопротивление	50 мм вод. ст.
Гидравлическое сопротивление	0,04 кг/см ²

Для нагрева воды в котле до температуры 85—90° С, на которую рассчитаны нормальные радиаторы водяного отопления, количество воды, циркулирующей по котлу, надо снизить до 1300 л/час.

Если воду, выходящую из котла, направить в сеть водяного отопления (фиг. 3), которую в этом случае можно рассматривать как холодильник охлаждающей воды замкнутой системы двигателя, то будет использована большая часть тепла охлаждающей воды и выхлопных газов.

Экономический коэффициент полезного действия установки (двигатель с утилизационным котлом), т. е. отношение тепла, превращенного в механическую энергию двигателем, и теплоты, использованной котлом, к теплоте, введенной в цилиндры топлива



Фиг. 4. Характеристика водогрейного котла (без турбулизаторов).

(газа), составит приблизительно 0,75.

Результаты испытаний приведены в табл. 3 и на фиг. 4.

3. Водогрейный утилизационный котел с пучком из круглых труб $\varnothing 16 \times 2$ мм и турбулизаторами внутри их

Из теории теплопередачи следует, что для интенсификации теплообмена целесообразно увеличивать тот коэффициент теплоотдачи, который определяет теплопереход с большим термическим сопротивлением; в данном случае теплоотдачи α_1 от газов к стенке трубы.

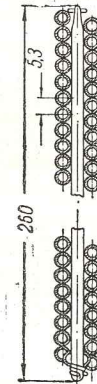
Общепринятое средство интенсификации — оребрение наружной поверхности трубы, в случае омыwania ее выхлопными газами, не пригодно, так как на такой оребренной поверхности прочно севший слой сажи, как изолятор, снизит теплопередачу, а механическая очистка этого слоя отложений между ребрами невозможна.

Из формулы

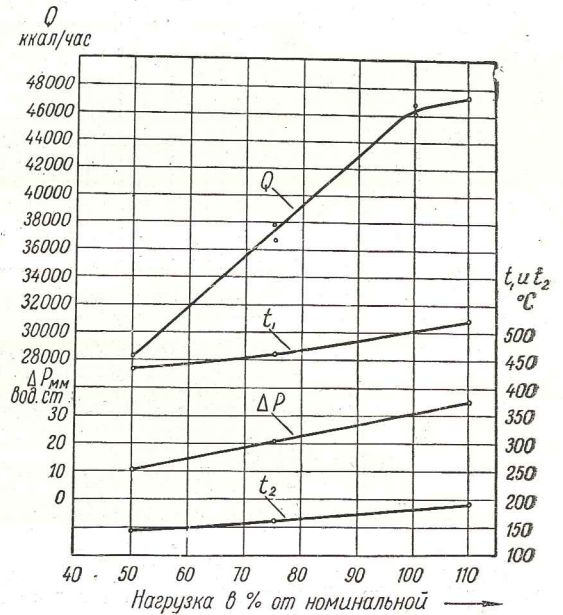
$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

следует, что увеличение коэффициента теплоотдачи α_2 , тоже повышает общий коэффициент теплопередачи.

Для увеличения α_2 внутрь трубы установлены проволочные турбулизаторы (фиг. 5). Такой турбулизатор, установленный внутри



Фиг. 5. Спирально-проволочный турбулизатор (чертеж).



Фиг. 6. Характеристика работы котла с турбулизаторами.

трубы на ходовую посадку, повышает скорость воды по трубам, улучшает перемешивание потока и действует как оребрение.

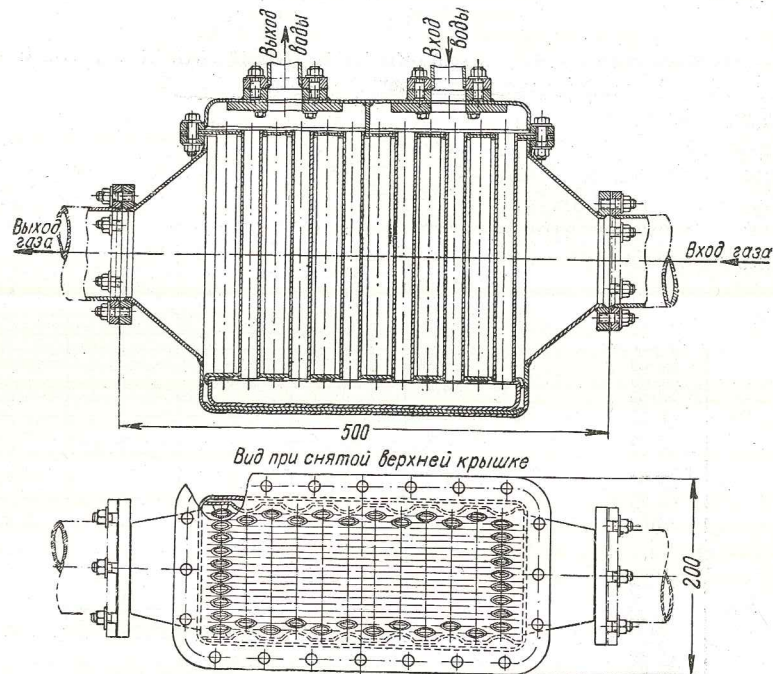
Как показали испытания того же пучка из круглых труб, но с турбулизаторами, коэффициент теплопередачи поднялся с 120 до 140 ккал/м² час° С при мощности двигателя 90 л. с.; при этом гидравлическое сопротивление Δp котла составит 0,05 кг/см².

Результаты испытания приведены в табл. 4 и на фиг. 6.

При работе котла на водяное отопление с водой малой жесткости, такое увеличение коэффициента теплопередачи оправдывает установку внутри трубы дополнительной детали.

4. Водогрейный утилизационный котел с овальными трубами

Трубный пучок с овальными трубами (фиг. 7) поверхностью нагрева $F = 1,43 \text{ м}^2$ установлен в том же корпусе котла, в котором был испытан пучок с круглыми трубами. Трубы стальные размером $16 \times 2 \text{ мм}$ и рабочей длиной 200 мм деформированы на эллиптическое сечение методом волочения или штамповки и соединены со стальной трубной доской электросваркой. Испытание котла на по-



Фиг. 7. Утилизационный котел с овальными трубами.

догрев воды производилось по такой же схеме подключения по газу и по воде, как и для пучка с круглыми трубами.

При мощности, развиваемой двигателем 96 л. с. , испытание дало следующие результаты:

Теплопроизводительность котла	$50\,000 \text{ ккал/час}$
Температурный перепад по газу	300°С
Скорость газов (средняя)	25 м/сек
Скорость воды	$0,3 \text{ м/сек}$
Газовое сопротивление	$7-10 \text{ мм вод. ст.}$

Испытание производилось на режимах нагрузки $110, 100, 75, 50\%$ от номинальной мощности.

5. Экономический коэффициент полезного действия газового двигателя с котлом

При мощности двигателя $96,5 \text{ л. с.}$ расход топлива — газа $193 \text{ нм}^3/\text{час}$:

Теплота топлива

$$Q_{\text{топл.}} = 1150 \cdot 193 = 221\,000 \text{ ккал/час.}$$

Количество тепла, превращенного в механическую работу,

$$Q_{\text{раб.}} = 632,3 \cdot 96,5 = 61\,000 \text{ ккал/час.}$$

Количество тепла, переданное охлаждающей воде в двигателе,

$$Q_{\text{воды}} = 78\,000 \text{ ккал/час.}$$

Количество, тепла, полученного котлом от выхлопного газа,

$$Q_{\text{газа}} = 50\,000 \text{ ккал/час.}$$

Всего использовано теплоты топлива — газа

$$Q_{\text{исп.}} = Q_{\text{раб.}} + Q_{\text{воды}} + Q_{\text{газа}} = 189\,000 \text{ ккал/час.}$$

Коэффициент экономии тепла

$$\frac{Q_{\text{исп.}}}{Q_{\text{топл.}}} = \frac{189\,000}{221\,000} = 0,85.$$

6. Паровой утилизационный котел

Утилизационный котел с пучком из овальных труб испытан и на паропроизводительность. Для этого была изготовлена специальная головка, устанавливаемая на место верхней крышки водогрейного котла (фиг. 8).

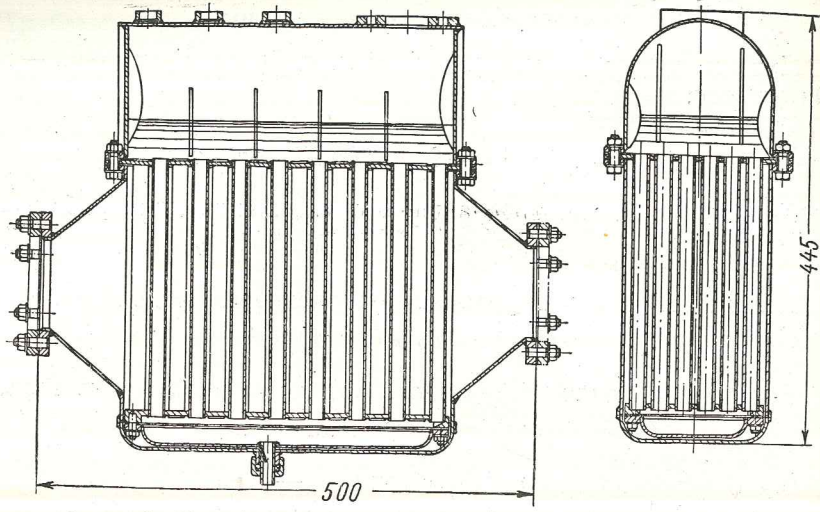
На головке монтируются следующие приборы и устройства:

- 1) пружинный манометр со шкалой 3 атм для измерения давления пара;
- 2) предохранительный клапан, отрегулированный на давление 1 атм ;
- 3) термометр с ценой деления $1,0^\circ \text{С}$ и шкалой 150°С ;
- 4) водомерное стекло;
- 5) паротборный патрубок с вентилем для регулирования давления пара.

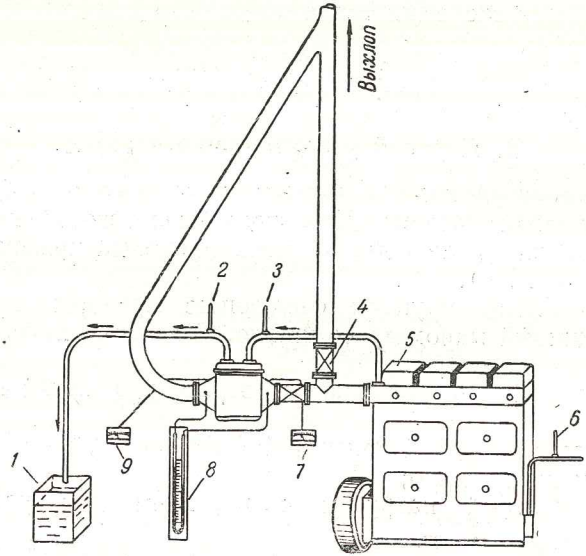
Питание котла монтировано снизу, через спускной патрубок водяного пространства котла от водопроводной магистрали.

Паропроизводительность котла измерялась по расходу питательной воды. Во время замера расхода питательной воды кран от водопровода закрывался и котел переключался на питание из мерного бака подкачкой ручным насосом.

Во время замера уровень воды в котле поддерживался постоянным по водомерному стеклу. Время отмечалось по секундомеру. Давление пара на время опыта отрегулировано по $0,5 \text{ атм}$. Пар из



Фиг. 8. Паровой утилизационный котел к двигателю 4ГЧ 18/26.



Фиг. 9. Схема подключения У-котла к двигателю 4ГЧ 18/26 при испытании:

1 — бак для замера воды; 2 — термометр для измерения температуры воды при выходе из котла; 3 — термометр для измерения температуры воды при входе в котел; 4 — газовая заслонка; 5 — двигатель 4ГЧ 18/26; 6 — термометр для измерения температуры воды при входе в двигатель; 7 — гальванометр для измерения температуры газа при входе в котел; 8 — дифманометр для измерения перепада давления выхлопного газа; 9 — гальванометр для измерения температуры газа при выходе из котла.

Сравнительная таблица испытаний утилизационных котлов НИДИ-Х1 и ЦНИДИ-УЗ-1000

Наименование	Паровой котел НИДИ-Х1 *			Паровой котел ЦНИДИ-УЗ-100 **		
	Нагрузка в %			Нагрузка в %		
	100	75	50	100	75	50
Часовой расход топлива	98,62	70,97	52,07	181,1	155,1	137,7
Удельный расход топлива	0,201	0,191	0,208	2,02	2,29	3,06
Коэффициент избытка воздуха	1,94	2,36	2,94	1,15	1,18	1,19
Температура продуктов сгорания:						
а) перед котлом	423	308	247	540	480	450
б) за котлом	310	232	183	200	190	170
Теплосодержание продуктов сгорания:						
а) перед котлом	309 500	193 200	131 800	84 000	62 000	40 500
б) за котлом	225 000	145 500	96 400	30 200	23 200	13 900
Среднее давление пара в котле	2,02	1,91	1,85	0,5	0,5	0,5
Средняя температура питательной воды	9,2	10,4	10,4	4	4	4
Средняя производительность котла	132,3	69,5	44,1	90	62	40
Расход тепла на парообразование	81 940	43 000	27 300	52 000	36 000	23 400
Удельный паросъем	19,8	10,4	6,6	63	43	28
Паропроизводительность котла, отнесенная к единице мощности двигателя	0,3	0,21	0,2	1,0	0,91	0,89
Газовое сопротивление котла	218	195	178	10	7	—
Коэффициент теплопередачи	55,8	49,3	—	130	102	90

* Испытание производилось в 1953 г. на двигателе 4ГЧ 42,5/60 мощностью 500 л. с. Поверхность нагрева котла 6,7 м² (см. "Энергетический бюллетень", 1953, № 3).
 ** Испытание производилось на двигателе 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с. Поверхность нагрева котла 1,43 м².

котла направлялся в сливную канаву с проточной водой, где и конденсировался.

Испытание парового котла (фиг. 9) производилось при нагрузках двигателя 4ГЧ 18/26 $N_e = 100, 75, 50\%$ от номинальной.

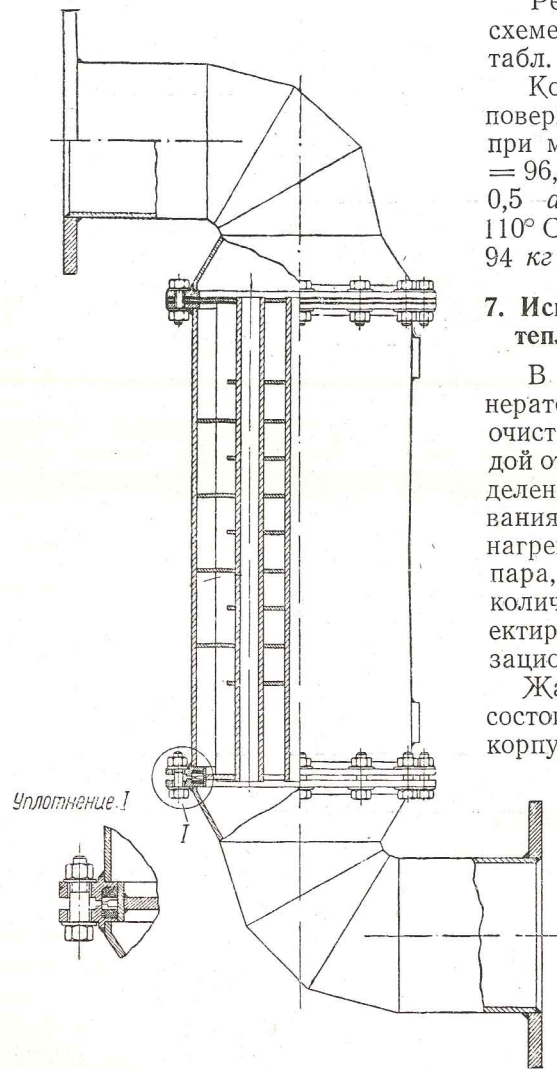
Результаты испытания по схеме фиг. 2 приведены в табл. 5.

Котел с овальными трубами поверхностью нагрева $1,43 \text{ м}^2$ при мощности двигателя $N_e = 96,5 \text{ л. с.}$, давлении пара $0,5 \text{ атм}$ и температуре пара 110° С имел производительность 94 кг насыщенного пара в час.

7. Использование «физического тепла» генераторного газа

В процессе охлаждения генераторного газа в мокром очистителе (скруббере) с водой отводится тепло. Для определения возможности использования физического тепла для нагрева воды и получения пара, а также для определения количества этого тепла запроектирован и изготовлен утилизационный котел.

Жаротрубный котел (фиг. 10) состоит из цилиндрического корпуса, в котором помещен трубный пучок из труб $\varnothing 30 \times 2,5 \text{ мм}$ длиной 800 мм , соединенных с трубными досками электросваркой. С верхней трубной доской трубный пучок соединен неподвижно болтами с фланцем корпуса. Нижняя трубная доска имеет возможность перемещаться на компенсационном сальнике. Таким образом, появление трещин и



Фиг. 10 Утилизационный жаротрубный котел ЦНИДИ для генераторного газа. Поверхность нагрева $2,8 \text{ м}^2$.

течи в местах сварки пучка от температурных удлинений исключена. Поток воды между трубами организован перегородками в перекрестный ток по отношению к потоку газов по трубам.

Котел запроектирован на скорости газов по трубам порядка 10 м/сек , так как газовое сопротивление его должно быть минимальным. Это диктуется условиями подачи газа к двигателю.

Паропроизводительность котла, определенная по количеству питательной воды, $38\text{--}40 \text{ кг}$ пара в час при давлении $0,5 \text{ атм}$.

Испытаниями двух утилизационных котлов на выхлопном и на генераторном газе установлено, что при пропуске всей охлаждающей воды двигателя через один котел на выхлопном газе, а потом через другой на генераторном газе, получаем всю охлаждающую воду двигателя, нагретой до температуры $90\text{--}95^\circ \text{ С}$. Эта вода может быть направлена в нормальные радиаторы водяного отопления. Сеть водяного отопления зимой будет служить холодильником воды при замкнутой системе охлаждения двигателя 4ГЧ 18/26.

На фиг. 3 изображена схема работы утилизационной установки на водяное отопление. Охлажденная в сети вода доводится в специальном теплообменнике (в градирне) до требуемой температуры по режиму двигателя и подается к водяному насосу этого двигателя.

Использование теплоты топлива при работе газомоторной установки мощностью 90 л. с. выражается следующими цифрами:

Тепло, превращенное в механическую работу	60 000 ккал/час
Тепло, переданное в двигателе охлаждающей воде и используемое утилизационной установкой	78 000 ккал/час
Тепло выхлопных газов, использованное котлом-утилизатором	48 000 ккал/час
Физическое тепло генераторного газа, использованное вторым котлом-утилизатором	30 000 ккал/час

Всего: 216 000 ккал/час

Количество тепла, введенного в цилиндр двигателя с топливом — газом составляет $251 000 \text{ ккал/час}$.

Такое распределение тепла установлено при испытании газомоторной установки с газовым двигателем 4ГЧ 18/26 и котлом-утилизатором на выхлопном тракте двигателя и вторым утилизационным котлом, монтированным на участке газопровода между газогенератором и скруббером в целях использования физического тепла генераторного газа.

Выводы

Испытания водогрейного котла с круглыми трубами, с круглыми трубами и турбулизаторами внутри их, а также с овальными трубами, показали следующие отличительные особенности:

1. Высокий коэффициент теплопередачи $120\text{--}140 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$.
2. Малое газовое сопротивление $30\text{--}80 \text{ мм вод. ст.}$
3. Малый удельный вес $0,5 \text{ кг}$ на 1 л. с. двигателя (вес котла 45 кг).
4. Малые габариты ($500 \times 340 \times 200 \text{ мм}$). Малое газовое со-

противление Δp позволяет эксплуатировать котлы на больших мощностях двигателей 90—140 э. л. с.

5. Простота конструкции, технологичность, удобство в обслуживании и при чистке.

6. Возможность эксплуатировать котел как паровой (со сменой головки).

7. Жаротрубный котел на генераторном газе пригоден к эксплуатации как водогрейный и как паровой с теплопроизводительностью 25 000—30 000 ккал/час, т. е. дополнительно дает половину тепла, затрачиваемого на эффективную работу двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антуфьев В. М. и Белецкий Г. С., Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке, Машгиз, 1948.
2. Ваншейдт В. А., Судовые двигатели внутреннего сгорания, Судпромгиз, 1950.
3. Дешкин В. Н., Методика испытания и исследования котельных установок, Машгиз, 1947.
4. Агаджанян Г. Г. Теория подобия и моделирование, изд. АН СССР, 1951.
5. Михеев М. А., Основы теплопередачи, ГЭИ, 1949.
6. Петухов Б. С., Опытное изучение вопросов теплопередачи, Госэнергоиздат, 1952.
7. „Морской флот“, 1950, № 3, 1952, № 6, 1953, № 3.
8. Oil Engine, 1952, XII, № 234, p. 292.

Б. А. Харитонов

СЛАНЦЕВЫЙ ГАЗ КАК ТОПЛИВО ДЛЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ¹

В статье приводятся результаты исследования двигателя 4ГЧ 18/26, проведенные с целью применения сланцевого газа в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания. Полученные результаты сопоставляются с данными исследования этого же двигателя на генераторном газе.

Экономия нефтепродуктов — одна из важнейших народнохозяйственных задач, выполнению которой партия и правительство уделяют большое внимание.

Значительное количество жидкого топлива потребляют двигатели внутреннего сгорания и поэтому перевод их на местное топливо путем его газификации является эффективным, практическим решением важной задачи экономии жидкого топлива.

Основным источником электроснабжения сельского хозяйства и местной промышленности могут быть энергетические установки малой и средней мощности, использующие местные виды топлива и отходы производства. Отсюда одной из важнейших задач является внедрение в народное хозяйство экономичного теплового двигателя.

Однако в народном хозяйстве нашей страны еще широко используется большое количество неэкономичных, металлоемких двигателей жидкого топлива — «нефтянок» или локомотивов.

Наиболее экономичным двигателем для установок малых мощностей (до 250 квт) является газовый двигатель.

Тепловые установки с локомотивами мощностью до 250 квт по капитальным затратам, расходу металла, расходу топлива и себестоимости выработанной электроэнергии являются менее экономичными, чем газомоторные.

Гидроэлектростанции мощностью до 200 квт по себестоимости электроэнергии, по капитальным затратам являются также малоэкономичными установками.

Производство газовых двигателей и подготовка к выпуску новых двигателей и широкие перспективы их дальнейшего развития выдвигают ряд серьезных научных и технических проблем.

¹ Работа проведена совместно с Н. Д. Запорожцем.

Наряду с этим большое значение имеют практические решения вопросов, связанных с выявлением возможности применения для газовых двигателей других сортов газового топлива.

В последние годы для бытовых и промышленных нужд Ленинграда и Ленинградской области в возрастающем количестве применяется сланцевый газ, поступающий из Кохтла-Ярве. Сланцевый газ является сравнительно дешевым видом газового топлива, получаемого из низкосортного вида топлива (сланцы) путем его газификации.

В связи с возрастающим производством сланцевого газа в ближайшие годы открывается возможность применения этого вида топлива в качестве силового газа для двигателей внутреннего сгорания. Одним из основных энергетических источников для электрификации колхозов и совхозов Ленинградской области может поэтому быть газовый двигатель, работающий на сланцевом газе.

Однако, насколько известно, никакого опыта по применению сланцевого газа для газовых двигателей как в отечественной, так и иностранной практике нет.

В нашей стране для газовых двигателей чаще всего применяется низкокалорийный силовой газ, получаемый при газификации твердого топлива (дрова, торф, каменный уголь, антрацит) в газогенераторе.

Теплотворная способность сланцевого газа в 3—3,5 раза больше, чем теплотворная способность генераторного газа, а тем самым и по составу оба газа являются резко отличными друг от друга.

Следует отметить, что работа, проведенная с целью выявления возможности использования для двигателя ЯАЗ-204 московского городского газа, являющегося также высококалорийным газом, встретила большие затруднения (явление детонации).

Поэтому экспериментальное исследование применения сланцевого газа для двигателей внутреннего сгорания представляет определенный практический интерес.

Тем более, что в 1953 г. Управлением предприятиями коммунального обслуживания Ленгорисполкома была поставлена конкретная задача — дать заключение о возможности применения для двигателя 4ГЧ 18/26 в качестве топлива — сланцевого газа и получение при этом повышенной мощности (на 15—20%), с одновременным понижением числа оборотов двигателя до 720 в минуту.

С этой целью и было проведено исследование двигателя 4ГЧ 18/26 при работе его на сланцевом газе. Известно, что этот двигатель предназначен для работы на генераторном газе; поэтому в статье приводятся результаты исследования двигателя 4ГЧ 18/26 не только на сланцевом, но и генераторном газе.

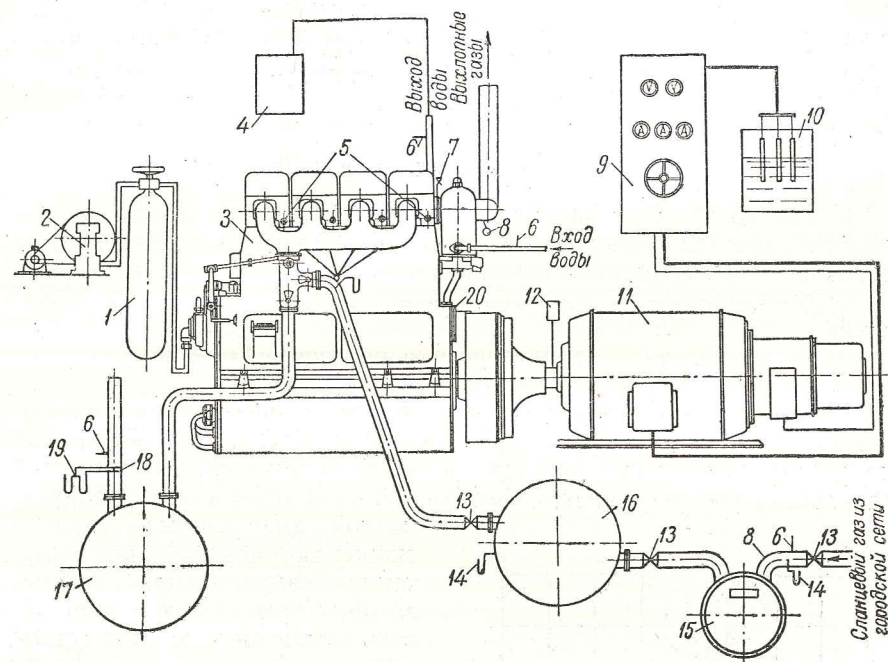
1. Экспериментальная установка

Схема экспериментальной установки представлена на фиг. 1. Для экспериментов служил серийный газовый двигатель 4ГЧ 18/26 № 141, выпущенный заводом им. 25 Октября в г. Перво-

80

майске, комплектно с электрогенератором трехфазного тока С-116-8, мощностью 105 ква.

Двигатель 4ГЧ 18/26 — стационарный, четырехтактный, с искровым зажиганием, номинальная его мощность $N_e = 90$ л. с. при числе оборотов $n = 750$ в минуту. Степень сжатия $\epsilon = 8,75-9,25$.



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки:

1 — воздушный пусковой баллон; 2 — компрессор с электрическим мотором; 3 — двигатель 4ГЧ 18/26; 4 — бак для замера расхода воды; 5 — индикаторные краны; 6 — термометры; 7 — термодара с милливольтметром; 8 — место отбора проб газов; 9 — шит с шунтовым регулятором и электрическими измерительными приборами; 10 — нагрузочный реостат; 11 — электрогенератор С-116-8; 12 — тахометр; 13 — газовые задвижки; 14 — пьезометры; 15 — газовый счетчик; 16 — газовый ресивер; 17 — воздушный ресивер; 18 — диафрагма для замера расхода воздуха; 19 — дифференциальный манометр; 20 — приспособление для определения угла опережения зажигания.

В качестве тормозного устройства был использован трехфазный электрогенератор. Генератор нагружался водяным реостатом.

Экспериментальный стенд был оборудован аппаратурой, необходимой для измерения величин, с помощью которых были определены основные характеристики, тепловой баланс и параметры двигателя 4ГЧ 18/26 при его работе на сланцевом газе.

2. Конструктивные изменения

Конструкция существующего смесителя серийного двигателя 4ГЧ 18/26 при применении газа с высокой теплотворной способностью не обеспечивает необходимого качественного регулирования горючей смеси, не ухудшая наполнение и экономичность двигателя.

Чтобы устранить этот недостаток, были предварительно рассчитаны, а затем изготовлены два других смесителя; затем было проведено исследование этих смесителей.

На основе проведенного исследования было установлено, что смеситель с изменением диаметров патрубков для подвода газа и воздуха, соответственно на диаметры в 1,5 и 3 дюйма, вполне удовлетворяет вышеупомянутому условию. Смеситель полностью обеспечил качественное регулирование рабочей смеси в диапазоне, необходимом для нормальной работы двигателя 4ГЧ 18/26 на сланцевом газе.

3. Характеристики двигателя 4ГЧ 18/26

После монтажа и наладки экспериментального стенда и конструктивного изменения смесителя двигателя были определены основные характеристики и тепловой баланс двигателя, а именно:

1) регулировочная характеристика по углу опережения зажигания;

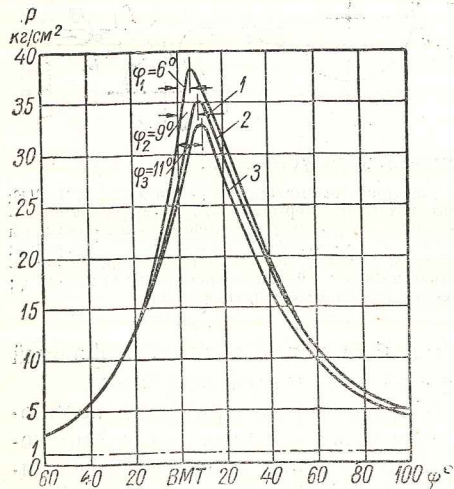
2) регулировочная характеристика по составу смеси;

3) регуляторная характеристика.

Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания (θ). Одним из основных эксплуатационных факторов, влияющих на работу двигателя, является опережение зажигания. Так как в двигателях распространение фронта пламени происходит с определенной для данных условий скоростью, поэтому для получения максимальной работы за цикл приходится устанавливать зажигание с некоторым опережением относительно ВМТ.

Этому и будет соответствовать наибольшая площадь индикаторной диаграммы.

Из индикаторных диаграмм, снятых с исследуемого двигателя (фиг. 2), при постоянном составе смеси, числе оборотов и положении дросселя можно наглядно видеть влияние опережения зажигания на изменение давления в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала. При зажигании смеси при положении поршня около ВМТ весь период сгорания происходит в условиях увеличивающегося объема цилиндра.



Фиг. 2. Изменение давлений в цилиндре двигателя 4ГЧ 18/26 в зависимости от угла опережения зажигания (θ).

Режим двигателя: $n = 750$ об/мин., $\alpha = 1,1$; топливо — генераторный газ из торфа: 1 — $\theta = 39^\circ$; 2 — $\theta = 34^\circ$; 3 — $\theta = 31^\circ$ до ВМТ.

Максимальное давление сгорания имеет место гораздо позже ВМТ. При этом весь процесс сгорания растягивается по времени, а сле-

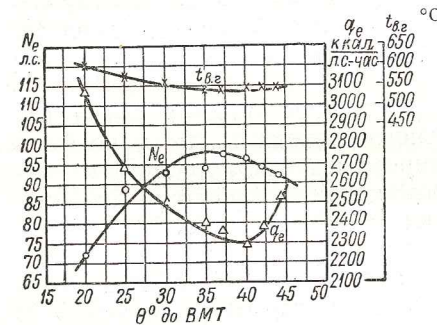
довательно, повышаются давление и температура выхлопных газов (более 600°C); мощность резко падает.

При увеличении θ максимальное давление сгорания получается при положении поршня ближе к ВМТ (угол φ меньше — фиг. 2).

Наивыгоднейший угол опережения зажигания находился по максимуму мощности, которую развивал двигатель при постоянных числах оборотов в минуту, коэффициенте избытка воздуха и положении открытия дроссельной заслонки.

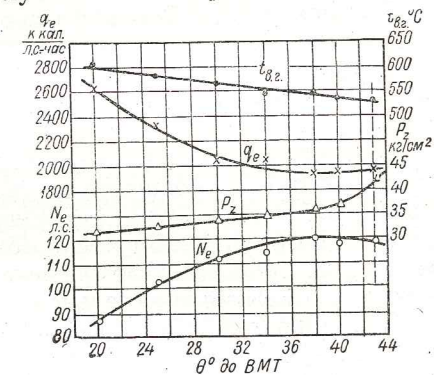
Постоянство числа оборотов двигателя поддерживалось путем воздействия тормоза на двигатель.

На фиг. 3 и 4 показано также изменение удельного расхода топлива, максимального давления сгорания и температуры выхлопных газов в зависимости от угла опережения зажигания. Из фиг. 3 и 4 видно, что в пределах изменения угла θ^0 максимальное давление сгорания P_z возрастает с увеличением угла опережения зажигания, температура выхлопных газов постепенно снижается. При определенном угле опережения двигатель развивает максимальную мощность. Примерно этому же углу и соответствует минимальный удельный расход тепла.



Фиг. 3. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания (θ).

Условия опыта: топливо — генераторный газ из торфа ($w^p = 50\%$); число оборотов $n = 750$ в минуту; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,2$; открытие дросселя 40° (от положения полного закрытия).



Фиг. 4. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания (θ).

Условия опыта: топливо — сланцевый газ ($Q_H = 3500$ ккал/м³); коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,57$; открытие дросселя 30° (от положения полного закрытия).

При применении для исследуемого двигателя генераторного газа наивыгоднейшим углом опережения зажигания является $\theta = 35-38^\circ$ (при $\alpha = 1,1-1,3$ и нагрузках, близких к номинальной).

Оптимальным углом опережения зажигания для двигателя 4ГЧ 18/26 на сланцевом газе является также угол $\theta = 35-38^\circ$ до ВМТ (при $\alpha = 1,5-1,7$ и $N_e = 90-100$ л. с.).

При данном угле опережения зажигания двигатель развивает максимальную мощность; имеют место минимальные удельные расходы тепла — порядка 1850—2000 ккал/э. л. с.-час.

При нагрузке 110—120 л. с. и числе оборотов $n = 720$ об/мин. максимальные давления сгорания при данном угле опережения

Химический состав генераторного газа

Коэффициент избытка воздуха α	Составляющие компоненты генераторного газа в %							Теплотворная способность Q_H в ккал/лм ³
	CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
1,26	12,1	0,0	0,6	16,5	15,0	1,2	54,7	990
1,35	11,2	0,0	0,2	19,0	14,6	0,9	54,1	1030
1,67	11,4	0,0	0,4	18,0	18,6	0,8	50,8	1095
1,1	11,4	0,0	0,4	17,8	18,2	0,8	51,8	1125
0,76	11,4	0,0	0,4	17,6	19,2	1,2	52,2	1125
0,9	12,2	0,0	0,8	17,0	19,8	0,8	49,4	1095

Примечание. α дан для нахождения точки, которой соответствует данный состав газа на кривой регулировочной характеристике по α .

зажигания составляют $P_z = 35-40$ кг/см², а температура выхлопных газов лежит в пределах $t_{в.г.} = 540-560^\circ$ С.

Чрезмерно раннее зажигание приводит к снижению мощности, так как увеличивается отрицательная площадь диаграммы, лежащая под линией сжатия, а максимальное давление сгорания и линия расширения сдвигаются ближе к ВМТ. При раннем угле опережения зажигания ($43-45^\circ$ до ВМТ) увеличивается скорость нарастания давления, двигатель работает жестко, появляются стуки, повышается температура стенок камеры сгорания. Стуки появляются вследствие того, что температура и давление во время сгорания повышаются под влиянием все еще происходящего выделения тепла и уменьшения объема цилиндра.

При позднем угле опережения зажигания ($20-25^\circ$ до ВМТ) температура выхлопных газов возрастает до 600° и выше, мощность падает.

Регулировочная характеристика по составу смеси (α). Коэффициент избытка воздуха (α) является чрезвычайно важным показателем рабочего процесса газового двигателя.

Температура горения газового топлива, а следовательно, и давление в цилиндре двигателя является функцией α . Поэтому регулирование газового двигателя сводится в основном к определению наиболее выгодного состава смеси на заданном номинальном режиме.

Регулировочная характеристика по составу горючей смеси (α) дает зависимость мощности и удельного расхода тепла от коэффициента избытка воздуха (α). Регулировочные характеристики снимались: при постоянном числе оборотов; наиболее выгодном для данного числа оборотов угле опережения зажигания и постоянном положении открытия дроссельной заслонки.

Постоянство числа оборотов коленчатого вала двигателя поддерживалось путем воздействия тормоза на двигатель. Кроме того, при снятии этих характеристик были замерены температура выхлопных газов и максимальное давление сгорания.

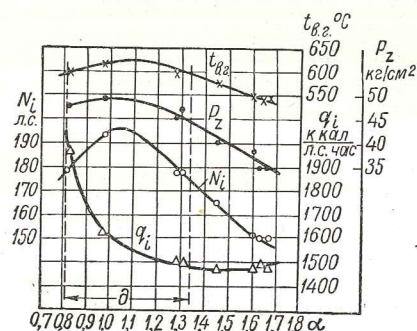
Регулировочные характеристики по α для исследуемого двигателя были получены при его работе на генераторном и сланцевом газе. Химический состав генераторного газа приведен в табл. 1.

Сланцевый газ имел следующий химический состав: CO₂ = 16,4%; O₂ = 0,6%; CO = 10,3%; H₂ = 27,6%; C₂H₄ = 3,93%; C₃H₆ = 1,12%; C₄H₈ = 0,35%; CH₄ = 13,92%; C₂H₆ = 1,82%; C₃H₈ = 0,29%; C₄H₁₀ = 0,27%; N₂ = 23,4%.

Как видно из регулировочных характеристик по α , представленных на фиг. 5 и 6, двигатель активно реагирует на изменение соотношения воздуха и газа в смеси, поступающей в цилиндр; дает резкие колебания в мощности и удельном расходе тепла при отклонении в регулировке от оптимального α и устойчиво работает при значении $\alpha > 1$ для генерального газа и $\alpha > 1,3$ для сланцевого газа.

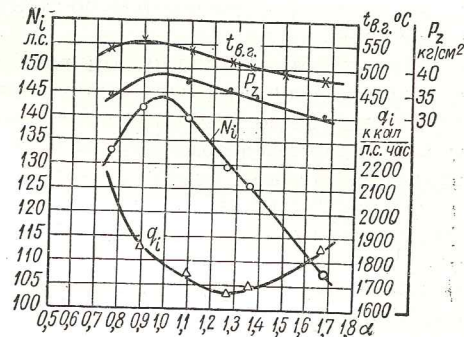
Поэтому в процессе работы двигателя на газовом топливе необходима тщательная регулировка качества смеси.

Максимальную мощность двигатель развивает при соотношении газа и воздуха, близком к стехиометрическому ($\alpha \approx 1$) как при работе его на генераторном, так и на сланцевых газах. Температура выхлопных газов и максимальные давления сгорания достигают при этом своих максимальных значений.



Фиг. 5. Регулировочная характеристика по составу смеси (α).

Условия опыта: топливо — генераторный газ из торфа ($W^P = 39\%$); число оборотов $n = 750$ в минуту; угол опережения зажигания $\theta = 33^\circ$ до ВМТ; открытие дросселя — 30° (от положения полного закрытия).



Фиг. 6. Регулировочная характеристика по составу смеси (α).

Условия опыта: топливо — сланцевый газ ($Q_H = 3500$ ккал/лм³); число оборотов $n = 720$ в минуту; угол опережения зажигания $\theta = 35^\circ$ до ВМТ; открытие дросселя — 30° (от положения полного закрытия).

Из представленных на фиг. 5 и 6 регулировочных характеристик по составу смеси (α) видно, что наибольшая экономичность получается при значениях α больших единицы.

Если за исходный коэффициент избытка воздуха взять $\alpha \approx 1,0$, то при работе двигателя 4ГЧ 18/26 на генераторном газе из торфа при нагрузках, близких к номинальным, удельный индикаторный расход тепла по мере увеличения избытка воздуха сначала

понижается, так как уменьшается отдача тепла в охлаждающую воду.

При дальнейшем увеличении α расход газа снова повышается, так как вследствие уменьшения скорости сгорания происходит сильное догорание, влияющее которого преобладает над противодействующим фактором отдачи тепла охлаждающей воде. Характер изменения удельного расхода тепла (или газа при $Q_n = \text{const}$) в зависимости от α может произойти при изменении камеры сгорания. Известно, что форма камеры сгорания оказывает влияние на условия теплоотдачи охлаждающей воде. Кроме того, колебания в составе газа, при котором изменяется скорость сгорания, также влияют на удельный расход тепла. При работе этого же двигателя на сланцевом газе при более высоких нагрузках (120—130%) картина несколько меняется. Удельный расход тепла по мере повышения избытка воздуха уменьшается (если за исходный принять $\alpha = 1,0$) до $\alpha \approx 1,5$. И только с $\alpha \approx 1,5$ начинается небольшое повышение удельного расхода газа.

Сланцевый газ, как упоминалось выше, по своему химическому составу и по теплотворной способности резко отличается от генераторного газа из торфа (Q_n сланцевого газа в 3—3,5 раза больше, чем Q_n генераторного газа из торфа). Поэтому при работе на сланцевом газе при высоких нагрузках и, вследствие этого, при более высоких давлениях и температурах сгорания, особенно заметно сказывается понижение температуры сгорания благодаря увеличению α .

При работе на сланцевом газе теплоотдача охлаждающей воде и скорость сгорания газа играют также значительную роль.

Повышенную мощность $N_e = 120—130$ л. с. ($\alpha = 0,8—1,3$) можно было поддерживать лишь в течение небольшого промежутка времени, так как через 1—2 минуты возникали сильные стуки и затем появлялись хлопки во всасывающем коллекторе двигателя. Двигатель начинал быстро перегреваться, что можно было легко установить по возрастанию температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя. Уменьшение угла опережения зажигания при этом положительных результатов не давало. Двигатель продолжал работать очень жестко, а иногда появлялись хлопки. Снятие точек в диапазоне $\alpha = 0,8—1,3$ (при определении данной характеристики и использовании сланцевого газа) было довольно затруднительно, так как работать на указанных режимах по α возможно было лишь кратковременно из-за ненормального протекания рабочего процесса.

Из вышеизложенного следует, чтобы область по α от $\alpha = 0,8$ до $\alpha = 1,3$ для двигателя 4ГЧ 18/26 при использовании сланцевого газа в качестве силового газа следует считать запретной. В этом случае оптимальным по протеканию рабочего процесса, по температурам выхлопных газов и максимальным давлениям сгорания является $\alpha = 1,5—1,8$, что обеспечивает получение повышенной мощности в 100—110 л. с. при минимальном удельном расходе тепла (фиг. 6).

При работе же исследуемого двигателя на генераторном газе при нагрузках, близких к номинальной, оптимальным α является $\alpha = 1,1—1,3$.

Кроме того, необходимо указать, что режим двигателя при $\alpha \approx 1$ часто сопровождается хлопками и вследствие этого работа двигателя на вышеуказанном α нежелательна.

Как уже указывалось, состав рабочей смеси сильно влияет на интенсивность выделения тепла при сгорании, что отражается на изменении давления в цилиндре двигателя.

На фиг. 7 в качестве примера приведены совмещенные индикаторные диаграммы, полученные с двигателя 4ГЧ 18/26 при постоянном числе оборотов $n = 750$ в минуту при разных составах смеси (α).

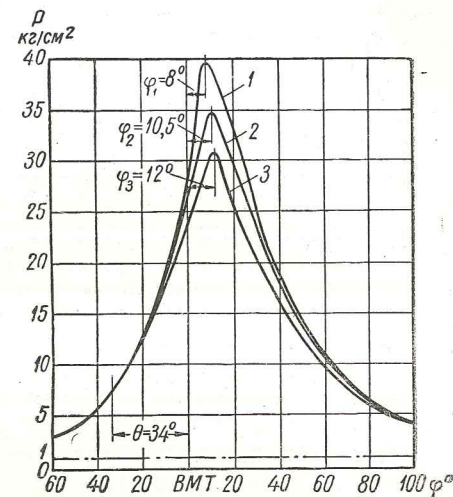
Регуляторная характеристика. Поскольку исследуемый двигатель предназначен для спаривания его с синхронным генератором, очень важно поддерживать постоянство числа оборотов при работе его на том или ином режиме. Кроме того, число оборотов не должно изменяться в больших пределах на протяжении всего диапазона нагрузок. С этой целью на двигателе 4ГЧ 18/26 устанавливается центробежный регулятор; поэтому регуляторные характеристики представляют некоторый интерес.

Регуляторные характеристики тесно связаны с внешними характеристиками и являются их составной частью. Регуляторные характеристики двигателя 4ГЧ 18/26 при работе его на генераторном и сланцевом газах приведены на фиг. 8 и 9.

Как видно из регуляторных характеристик, регулятор двигателя удовлетворительно поддерживал обороты двигателя на различных нагрузках, причем на холостом ходе число оборотов составляло 790 в минуту.

При снятии регуляторных характеристик двигатель на генераторном газе из торфа влажностью $W^p = 35—45\%$ развивал максимальные мощности: $N_e = 110$ л. с. при числе оборотов $n = 745$ в минуту и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,3—1,4$ и $N_e = 120$ л. с. при тех же оборотах и $\alpha = 1,1—1,2$, чему соответствует среднее эффективное давление $P_e = 5$ кг/см² и $P_e = 5,5$ кг/см².

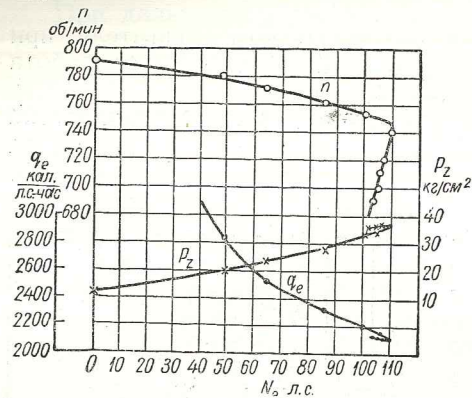
Таким образом, была выявлена возможность перегрузки двигателя на 20—30% от номинальной мощности при работе на



Фиг. 7. Изменение давлений в цилиндре двигателя 4ГЧ 18/26 в зависимости от состава смеси (α).

Режим двигателя: $n = 750$ об/мин., топливо — генераторный газ из торфа, 1 — $\alpha = 0,92$; 2 — $\alpha = 1,1$; 3 — $\alpha = 1,27$.

генераторном газе из торфа влажностью $W_p = 45\%$. Указанные перегрузочные возможности двигателя 4ГЧ 18/26 были установлены и в



Фиг. 8. Регуляторная характеристика. Условия опыта: топливо — сланцевый газ ($Q_H = 3570$ ккал/нм³); угол опережения зажигания $\theta = 35^\circ$ до ВМТ; коэффициент избытка воздуха $\alpha \approx 1,7$.

других его испытаниях. Так, например, при заводских и отраслевых испытаниях этого двигателя совместно с газогенераторной установкой ОГ-16 на заводе им. 25 Октября на программных перегрузочных режимах (110% в течение одного часа) двигатель также развивал мощность до 122 л.с. Все это ставит вопрос о возможности и целесообразности установления для двигателей 4ГЧ 18/26 повышенной мощности $N_e = 100$ л.с. Следует указать, что работа двигателя при повышенной мощности не сопровождается сколько-нибудь значительным повышением температуры выхлопных газов и максимальных давлений сгорания. Более того, максимальные давления сгорания, неоднократно замеренные при испытании двигателя, лежат примерно в одинаковых пределах как при нагрузке $N_e = 90$ л.с., так и при $N_e = 100$ л.с. ($P_z = 34 - 40$ кг/см²). Температура выхлопных газов растет при переходе с $N_e = 90$ л.с. на $N_e = 100$ л.с. лишь на 15—25°.

Интересно отметить, что и при значительных перегрузочных режимах работы двигателя по мощности (до $N_e = 125$ л.с.) максимальные давления сгорания возрастают незначительно. Так, в ряде опытов при $N_e = 120$ л.с. и $n = 750$ об/мин. максимальные давления сгорания составляли $P_z = 40 - 44$ кг/см², температура же выхлопных газов, возра-

стала на 50—60° С по отношению к соответствующей температуре при $N_e = 90$ л.с.

При снятии регуляторных характеристик на сланцевом газе ($Q_H = 3580$ и 3530 ккал/нм³) и углах опережения зажигания $\theta = 32; 36$ и 38° до ВМТ двигатель развивал мощность $N_e = 110 - 115$ л.с. при $n = 720$ об/мин. и коэффициенте избытка воздуха 1,7. При этом максимальные давления сгорания находятся в пределах $P_z = 35 - 40$ кг/см² и имеют место удельные расходы тепла $q_e = 2100$ ккал/л.с.-час.

В дальнейшем двигатель должен быть использован для привода компрессора, имеющего паспортное число в мин. равное $n = 720$. Поэтому двигатель должен сохранять вышеупомянутое число оборотов во всех режимах его работы от холостого хода до полной мощности ($N_e = 100 - 110$ л.с.).

Проведенная работа выявила необходимость в применении ручной подрегулировки. Для этой цели было изготовлено устройство, позволяющее вручную на ходу менять силу натяжения пружин регулятора, а тем самым и устанавливать необходимое число оборотов.

Изменением соотношения размеров отдельных элементов регуляторной системы удалось добиться уменьшения диапазона числа оборотов с изменением нагрузки двигателя.

В результате были получены наиболее узкие пределы изменения числа оборотов на всех режимах работы двигателя от холостого хода до полной нагрузки, что дало возможность устанавливать их близкими к $n = 720$ об/мин.

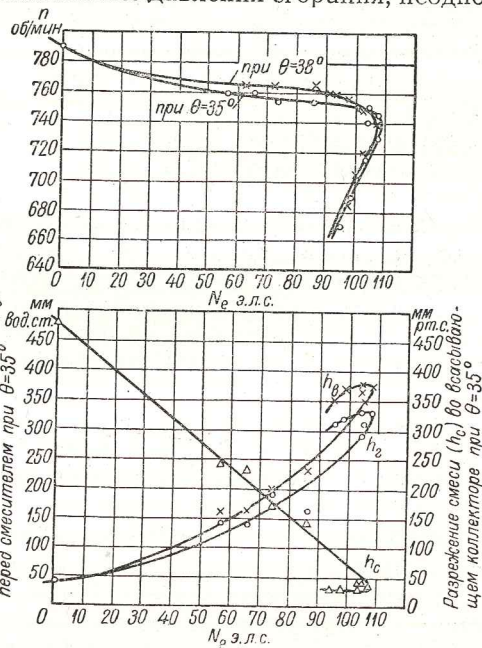
Так при сбросе нагрузки ($N_e = 100 - 110$ л.с. при $n = 720$ об/мин.) число оборотов холостого хода составляет $n = 760 - 765$ об/мин. Время установления вышеуказанного значения числа оборотов для соответствующего режима при сбросах и набросах равно 2—3 сек.

Все это характеризует удовлетворительную работу регулятора, установленного на исследуемом двигателе.

Тепловой баланс. Тепловой баланс исследуемого двигателя был определен для нескольких режимов по нагрузке: для генераторного газа — 50, 75 и 100% от номинальной мощности и сланцевого газа — 65 и 120%.

Результаты опытов по определению теплового баланса для 100% нагрузки при использовании генераторного газа и 120% нагрузки при применении сланцевого газа приведены в табл. 2.

При рассмотрении теплового баланса двигателя 4ГЧ 18/26 следует обратить внимание на наличие химической неполноты горения для всех режимов работы двигателя. Как уже указывалось, в случае применения для двигателя сланцевого газа наиболее экономичным является работа двигателя с большими коэффициентами избытка воздуха ($\alpha = 1,7$). Несмотря на наличие большого избытка воздуха для сгорания и наиболее высокий эффективный к. п. д. (более 30%) при указанном α имеет место сравнительно большая потеря тепла от химической неполноты горения (5% и более).



Фиг. 9. Регуляторная характеристика. Условия опыта: топливо — генераторный газ из торфа ($W_p = 42\%$); угол опережения зажигания $\theta = 35^\circ$ и 38° до ВМТ; коэффициент избытка воздуха $\alpha \approx 1$.

Наименование параметров	Обозначения	Размерность	Результаты замера	
			генераторный газ из торфа	сланцевый газ
1. Условия испытаний				
Влажность топлива относительная	W^p	%	40	
Нагрузка в % от номинальной мощности	—	%	98,3	120
Барометрическое давление	B_0	мм рт. ст.	758	774
Влажность воздуха относительная	ψ	%	48	40
Температура всасываемого воздуха	t_b	°C	23	20
Температура газа перед двигателем	t_r	°C	22	16
Разрежение воздуха перед двигателем	h_b	мм вод. ст.	285	300
Разрежение газа перед двигателем	h_r	мм вод. ст.	390	130
Температура входящей воды	$t_{вх}$	°C	18	2
Температура выходящей воды	$t_{вых}$	°C	55,5	55
Температура масла	t_m	°C	40	40
2. Результаты испытаний				
Эффективная мощность	N_e	л. с.	88,5	108
Число оборотов	n	об/мин	751	720
Среднее эффективное давление	P_e	кг/см ²	4,02	5,1
Состав газа				
	CO ₂	%	8,7	16,4
	C ₂ H ₄	%	—	3,42
	C ₃ H ₆	%	—	0,97
	C ₄ H ₈	%	—	0,31
	O ₂	%	0,3	0,5
	CO	%	19,0	9,3
	H ₂	%	16,3	25,4
	CH ₄	%	1,3	14,35
	C ₂ H ₆	%	—	1,87
	C ₃ H ₈	%	—	0,3
	C ₄ H ₁₀	%	—	0,28
	N ₂	%	54,3	26,9
Теплотворная способность газа (низшая)	Q_H	ккал/нм ³	1115	3550
Часовой расход газа (при атмосферных условиях)	$V_{час}$	м ³ /час	226	68

Наименование параметров	Обозначения	Размерность	Результаты замера	
			генераторный газ из торфа	сланцевый газ
Часовой расход газа (при $t^\circ = 0^\circ C$; $B = 760$ мм рт. ст.)	$V_{час}^{сух}$	м ³ /час	201	64
Удельный расход газа	g_e	м ³ /л. с. час	2,27	0,592
Удельный расход тепла	q_e	ккал/л. с. час	2530	2120
Состав выхлопного газа				
	CO ₂	%	16,3	9,2
	O ₂	%	3,9	8,3
	CO	%	0,5	0,15
	H ₂	%	0,5	0,25
	CH ₂	%	0,1	0,2
	N ₂	%	78,7	81,9
Температура выхлопного газа	$t_{в.г}$	°C	512	530
Часовой расход воздуха (при атмосферных условиях)	L'	м ³ /час	273	409
Часовой расход воздуха (при $t = 0^\circ C$ и $B = 760$ мм рт. ст.)	$L_H^{сух}$	м ³ /час	243	374
Коэффициент наполнения	η_v	—	0,842	0,84
Теоретически необходимое количество воздуха	L_0	м ³ /м ³	0,950	3,46
Коэффициент избытка воздуха	α	—	1,27	1,7
Часовое количество сухих отработавших газов	$M_{час}^{сух}$	м ³ /час	347	380
Часовое количество отработавших влажных газов	$M_{час}$	м ³ /час	399	427
Часовой расход охлаждающей воды	$W_{час}$	кг/час	2030	1270
Удельный расход охлаждающей воды	w_e	кг/л. с.-час	23,3	11,9
3. Тепловой баланс двигателя				
Тепло, поведенное с топливом	Q	ккал/час	224 000	229 000
То же	q	%	100	100
Тепло, обращенное в эффективную работу	Q_e	ккал/час	56 000	68 200
То же	q_e	%	25,0	29,8
Тепло, унесенное с охлаждающей водой	Q_w	ккал/час	76 000	67 500
То же	q_w	%	34,0	29,4

Наименование параметров	Обозначения	Размерность	Результаты замера	
			генераторный газ из торфа	сланцевый газ
Тепло, унесенное выхлопными газами	$Q_{в.г}$	ккал/час	68 510	72 790
То же	$q_{в.г}$	%	30,6	31,8
Тепло, унесенное несгоревшими газами	Q_f	ккал/час	5 300	11 400
То же	q_f	%	2,3	5,0
Остаточный член баланса . .	Q_s	ккал/час	18 190	9 150
То же	q_s	%	8,1	4,0

В случае генераторного газа при меньшем коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1,3$) эта потеря тепла примерно в 2 раза меньше, чем при использовании сланцевого газа.

Этот вид потерь, повидимому, может быть вызван тем, что отдельные составляющие газового топлива сгорают с различными скоростями. Отдельные компоненты, вступающие в реакции, в первую очередь уменьшают количество кислорода, остающегося для сгорания других компонентов. Тем самым происходит ухудшение условий сгорания доли заряда, вступающей в химические реакции в последнюю очередь. На увеличение этого вида потерь оказывает влияние также и несовершенство смесеобразования, хотя нет особых причин считать последнее недостаточно эффективным.

Большое влияние на процесс горения оказывают условия зажигания. В этом случае благоприятным является увеличение числа запальников.

Так в двигателе Шкода, независимо от коэффициента избытка воздуха (α от 1,1 до 1,41), потеря от химической неполноты горения была равна нулю. В двигателе MAN DT-13 при $\alpha = 1,04$ потеря от химической неполноты горения была равна 3,8%, а в двигателе Кокерилль DT-13 при $\alpha = 1,68$, потеря от химической неполноты горения оказалась равной 8,2%.

В первом из указанных двигателей было установлено более значительное количество запальников, чем у двух других. Таким образом, нахождение путей, которые бы позволили устранить потери от химической неполноты горения в цилиндре двигателя, является важным средством повышения экономичности газового двигателя.

Интересным также является известное преобладание потерь в воду над потерями с выхлопными газами.

Обычно в газовых двигателях потери с выхлопными газами преобладают над потерями с охлаждающей водой.

В данном случае, при использовании генераторного газа, имеет место обратное явление из-за сравнительно небольшого диаметра цилиндра двигателя и более интенсивного поэтому его охлаждения.

На величину потерь с выхлопными газами нагрузка не оказывает существенного влияния. Основное влияние на этот вид потерь оказывает степень сжатия. Чем больше ϵ , тем выше термический к. п. д. цикла, тем холоднее должны быть выхлопные газы, тем меньше рассматриваемая потеря.

Несколько большие потери с выхлопными газами при работе двигателя на сланцевом газе можно объяснить более высокими скоростями его сгорания в цилиндре двигателя, чем в случае генераторного газа.

В целом надо отметить что тепловые балансы двигателя 4ГЧ 18/20 вяжутся довольно удовлетворительно и остаточный член балансов составляет в большинстве случаев менее 8%.

4. Сравнительный анализ некоторых индикаторных показателей рабочего процесса

Для оценки основных качеств двигателей внутреннего сгорания и установления факторов, влияющих на развиваемую двигателем на разных режимах мощность, служит общее уравнение его мощности, предложенное В. Ю. Гиттисом еще в 1922 г. («Характеристики автомобильных двигателей; сообщения о научных работах в Республике», 1922 г.).

Для четырехтактных двигателей газообразного топлива уравнение индикаторной мощности имеет следующий вид:

$$N_i = K \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_0 \frac{Q_n}{1 + \alpha L_0} n,$$

где K — постоянная величина;

$$\eta_t \cdot \eta_0 = \eta_i$$

Это уравнение позволяет определить ожидаемую величину индикаторной мощности проектируемого двигателя и оценить влияние отдельных факторов на величину этой мощности.

Термический к. п. д. (η_t), входящий в уравнение мощности, представляет коэффициент полезного действия идеального цикла и характеризует наибольшее возможное значение экономичности идеального двигателя при заданной степени сжатия, т. е. двигателя, лишенного всех видов потерь, кроме тех, которые обусловлены вторым законом термодинамики и являются принципиально неизбежными.

Действительный цикл газового двигателя с искровым зажиганием по своему характеру сопоставляют обычно с идеальным циклом со сгоранием при $V = \text{const}$, для которого

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$

Следовательно, величина принципиально неустранимой потери для этого цикла определяется степенью сжатия ϵ и показателем адиабаты k .

Чтобы иметь представление о том, насколько использование тепла в действительном цикле отличается от теплоиспользования в цикле идеальном, т. е. для учета технически неизбежных потерь, вводится понятие относительного к. п. д. (η_0), представляющего собой отношение индикаторного к. п. д. к термическому $\eta_0 = \frac{\eta_i}{\eta_t}$.

Уравнение мощности примет вид

$$N_i = k \cdot V_n \cdot \eta_v \cdot \eta_i \frac{Q_n}{1 + \alpha L_0} n.$$

Из уравнения мощности видно, что от индикаторного к. п. д. в значительной мере зависит и индикаторная мощность, которую можно получить в реальном двигателе.

Индикаторный к. п. д. (η_i), характеризующий совершенство реального рабочего процесса, является самым существенным из числа индикаторных показателей.

На величину индикаторного к. п. д. в основном влияет количество (коэффициент наполнения) и качество рабочей смеси (сорт топлива и коэффициент избытка воздуха).

Стационарный газовый двигатель в условиях эксплуатации работает главным образом на нагрузках, близких к номинальным и при постоянном числе оборотов. В этих условиях коэффициент наполнения при постоянном открытии дросселя практически остается почти постоянным. Кроме того, имеется ряд экспериментальных данных, которые говорят о весьма незначительном влиянии η_v на η_i . Поэтому для стационарного газового двигателя наибольший практический интерес представляет выявление влияния качества смеси на индикаторный к. п. д., как и на большинство других параметров рабочего процесса.

Из кривых, представленных на фиг. 10 и 11, ясно виден характер влияния коэффициента избытка воздуха на индикаторный к. п. д.

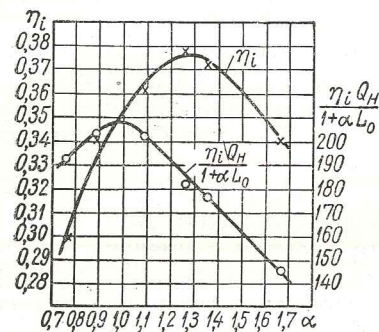
Изменение индикаторного к. п. д. в зависимости от качества смеси связано с влиянием на него, с одной стороны, термодинамических изменений рабочего тела, его свойств и состояния на протяжении рабочего процесса (теплоемкости, молекулярного объема и др.), с другой стороны, — от совершенства сгорания (скорости сгорания, идентичности последовательных рабочих циклов).

Как видно из фиг. 10 и 11, по мере обеднения смеси индикаторный к. п. д. как при работе на генераторном, так и на сланцевом газе быстро возрастает. Это повышение η_i связано с уменьшением теплоемкости и увеличением показателя адиабаты расширения продуктов сгорания по мере возрастания коэффициента избытка воздуха. И если бы не было влияния других факторов, то η_i с увеличением α приближался бы к его максимальному значению — к. п. д. воздушного цикла ($\alpha = \infty$). Однако известно, что

состав горючей смеси (химический состав газа и α) является основным фактором, от которого в значительной мере зависит скорость сгорания. Последняя в свою очередь также оказывает влияние на значение η_i .

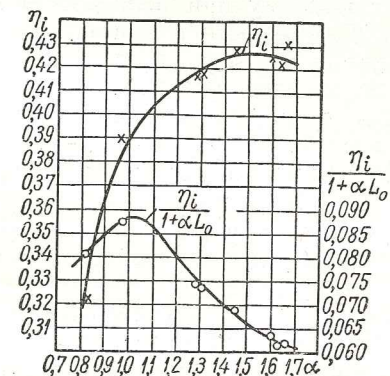
Для большинства газов максимальная скорость сгорания их в смеси с воздухом соответствует α несколько меньшей единицы.

При изменении α в сторону уменьшения и увеличения от величины $\alpha = 0,9$, соответствующей максимальной скорости сгорания, последняя резко падает.



Фиг. 10. Изменение индикаторного коэффициента полезного действия и фактора $\frac{\eta_i \cdot Q_n}{1 + \alpha L_0}$ у двигателя 4ГЧ 18/26 в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Условия опыта: топливо — генераторный газ из торфа ($W^P = 39\%$); число оборотов $n = 750$ в минуту; угол опережения зажигания $\theta = 38^\circ$ до ВМТ; открытие дросселя — 30° (от положения полного закрытия).



Фиг. 11. Изменение индикаторного коэффициента полезного действия и фактора $\frac{\eta_i}{1 + \alpha L_0}$ у двигателя 4ГЧ 18/26 в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Условия опыта: топливо — сланцевый газ ($Q_n = 3500$ ккал/нм³); число оборотов $n = 720$ в минуту; угол опережения зажигания $\theta = 35^\circ$ до ВМТ; открытие дросселя — 30° (от положения полного закрытия).

Ухудшение качества сгорания при малых α и увеличение теплоотдачи в стенки вызывают дополнительное снижение η_i в области малых α , кроме естественной потери от неполноты горения при недостатке воздуха, необходимого для полного сгорания. Поэтому кривая зависимости η_i от α идет более круто, чем при отсутствии влияния этого фактора.

При возрастании α (примерно с $\alpha = 0,9$) начинает также сказываться влияние увеличивающихся потерь, связанных в основном с уменьшением скорости сгорания. При некотором значении α эти потери становятся такими, что η_i , достигнув своего максимума, начинает снижаться, т. е. фактор сгорания начинает преобладать над термодинамическим. Причем значения α , при которых имеет место максимальное значение η_i , зависят от природы топлива при прочих равных условиях.

Так, при работе исследуемого двигателя на генераторном газе из торфа максимум η_i соответствует $\alpha = 1,3$, а при работе на

сланцевом газе — $\alpha = 1,5$. Необходимо отметить, что и при дальнейшем увеличении α от указанных значений характер кривых $\eta_i = f(\alpha)$ для обоих газов различен. Если для генераторного газа, начиная с $\alpha = 1,3$ в сторону его увеличения, происходит довольно резкое падение η_i , то для сланцевого газа, начиная с $\alpha = 1,5$ и до $\alpha = 1,8$, η_i уменьшается незначительно. Это говорит о том, что при применении сланцевого газа скорость его сгорания в смеси с воздухом в меньшей степени зависит от α , чем при генераторном газе. Поэтому при использовании сланцевого газа имеются большие возможности в применении качественного регулирования двигателя и работе на больших α .

Из вышеизложенного следует, что для расширения возможности эффективного применения бедных смесей для газовых двигателей (что особенно необходимо при применении генераторного газа) надо принимать все меры, которые могли бы способствовать увеличению скорости сгорания.

В первую очередь нужно улучшить качество смесеобразования. Эффективным может оказаться также расположение свечи в центре камеры сгорания для сокращения пути пламени и уменьшения продолжительности видимого сгорания.

Для четырехтактного двигателя газообразного топлива уравнение мощности примет следующий вид:

$$N_i = 0,000475 \cdot V_n \cdot \eta_v \cdot \eta_i \frac{Q_n}{1 + \alpha L_0} n \text{ л. с.}$$

Если принять для исследуемого двигателя величины V_n , n , Q_n и η_v постоянными, то уравнение мощности в этом случае примет вид $N_i = k \frac{\eta_i}{1 + \alpha L_0}$, где K и L_0 — постоянные величины, т. е. величина индикаторной мощности, а следовательно, и величина среднего индикаторного давления, при постоянных значениях V_n и n , будет зависеть от фактора $\frac{\eta_i}{1 + \alpha L_0}$.

Из данного исследования видно, что при работе двигателя на генераторном газе химический состав последнего, хотя и в небольших пределах, но меняется. Поэтому для генераторного газа вышеуказанный фактор с учетом колебаний состава газа был представлен в виде

$$\frac{\eta_i \cdot Q_n}{1 + \alpha L_0}$$

Наибольшая же индикаторная мощность будет тогда, когда эти отношения достигают своих максимальных значений.

На фиг. 10 представлена зависимость этого фактора от коэффициента избытка воздуха для генераторного, а на фиг. 11 — для сланцевого газа. Обе зависимости получены на основании экспериментальных данных.

Обращаясь к фиг. 10 и 11 можно заключить, что для газовых двигателей при постоянном наполнении максимальные значения

отношения $\frac{\eta_i \cdot Q_n}{1 + \alpha L_0}$ имеют место при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \approx 1$. В то время как максимальные значения отношения подобного же вида $\left(\frac{\eta_i}{\alpha}\right)$ для карбюраторных двигателей наступают при $\alpha = 0,9$, а для двигателей с самовоспламенением — при $\alpha \approx 1,1$.

Однако минимальный коэффициент избытка воздуха, при котором возможно полное сгорание, больше, чем α для максимума отношения $\frac{\eta_i \cdot Q_n}{1 + \alpha L_0}$.

Выводы

1. Устойчивая и нормальная работа двигателя на сланцевом газе на протяжении всех испытаний (около 200 час.) при соответствующей регулировке позволила установить, что для двигателя 4ГЧ 18/26, предназначенного для работы на газогенераторном газе, может быть применен и сланцевый газ с средней тепловорной способностью $Q_n = 3500 \text{ ккал/м}^3$.

2. Полученные результаты дали возможность рекомендовать для исследованного двигателя 4ГЧ 18/26 установление повышенной мощности при работе: на генераторном газе из торфа на 10% и на сланцевом газе на 15—20% от номинальной мощности $N_{ен} = 90 \text{ л. с.}$

3. При применении сланцевого газа для двигателя 4ГЧ 18/26 следует в конструкцию серийного смесителя внести изменения диаметров патрубков, уменьшив для подвода газа и увеличив для воздуха, что необходимо для получения возможности эффективного качественного регулирования.

4. Произведенный анализ влияния состава смеси на индикаторный к. п. д. и отношение $\frac{\eta_i \cdot Q_n}{1 + \alpha L_0}$ при работе на двух, резко отличающихся по своему химическому составу газах (генераторный и сланцевый), позволил в обоих случаях установить оптимальные коэффициенты избытка воздуха по мощности, экономичности и ряду других параметров (максимальное давление сгорания, температура выхлопных газов и др.).

5. Оптимальным режимом по регулировке двигателя для его работы на сланцевом газе при нагрузке $N_e = 110—110 \text{ л. с.}$ являются:

а) угол опережения зажигания $\theta = 35—38^\circ$ до ВМТ, т. е. остается тем же, что и для генераторного газа;

б) коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,5—1,9$.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,1—1,3$, являясь оптимальным для генераторного газа, для сланцевого газа — крайне неблагоприятен.

При $\alpha = 0,8—1,3$ в случае сланцевого газа возникают сильные стуки в цилиндре двигателя, а затем и «хлопки» во всасывающем коллекторе.

Температура выхлопных газов ($t_{в.г} = 500—540^\circ \text{С}$) и максимальное давление сгорания ($P_z = 45 \text{ кг/см}^2$) примерно одинаковы

как при применении сланцевого, так и генераторного газа из торфа (при оптимальных регулировках).

6. Удельный расход сланцевого газа $g_e = 0,6 \text{ м}^3/\text{л. с.-час.}$, удельный расход тепла $q_e = 2000—2100 \text{ ккал/л. с.-час}$ (при вышеуказанном режиме), что соответствует эффективному коэффициенту полезного действия $\eta_e = 30—31,5\%$. В то время, как при использовании в качестве топлива генераторного газа из торфа η_e редко превышает 26%.

Таким образом, сланцевый газ, как новый вид моторного топлива, может быть с успехом применен для двигателей внутреннего сгорания.

СОДЕРЖАНИЕ

1. В. В. Салтыковский. Водяные системы двухзонных газогенераторных установок, работающих на торфе	3
2. С. Н. Соловьев. Определение загрязненности моторного генераторного газа	13
3. В. И. Кряжев. Газовый двигатель 6ГЧ 18/26	41
4. Ф. А. Фролов. Утилизационные котлы для двигателей внутреннего сгорания	57
5. Б. А. Харитонов. Сланцевый газ как топливо для газовых двигателей	79

ЦНИДИ, сб. 27

Газовые двигатели и газогенераторные установки

Редактор издательства Л. З. Симоновский

Технический редактор Л. В. Соколова

Корректор В. М. Хорошкевич

Подписано к печати 18/VII 1955 г.

М-43847

Формат бумаги 60×92/16

Печ. листов 6,25

Уч.-изд. листов 6,4

Тираж 1000 экз.

Заказ 1980

К
(
У
У
П
З
П
П
С

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
33	30-я сверху	0,92	0,092	Авт.
76	3-я сверху	(фиг. 9)	(фиг. 2)	Авт.
81	Подпись к фиг. 1	электогенератор	электрогенератор	Корр.

ЦНИДИ. 27. Зак. 1980.

016-1
9к-2
11159-1