

95  
2501

XXIV 330  
I

# Т Р У Д Ы

ВСЕСОЮЗНОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО  
ИНСТИТУТА  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО  
ТРАНСПОРТА

Выпуск 74

М. Г. МАХАНЬКО

## СПОСОБЫ ПЕРЕВОДА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

\*

ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ТРАНСПОРТ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ • 1954

М. Г. МАХАНЬКО

Кандидат технических наук

925  
501  
XXIV 330  
T

СПОСОБЫ ПЕРЕВОДА  
ДВИГАТЕЛЕЙ  
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ  
НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

Под редакцией  
проф. В. М. ТАРЕЕВА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Москва 1954

В книге даются рекомендации по переводу двигателей тяжёлого жидкого топлива на газообразное. Книга предназначена для инженерно-технических работников энергетического хозяйства железнодорожного транспорта

Редактор П. А. Целищев

### ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	4
<b>I. Газовый процесс . . . . .</b>	<b>6</b>
1. Газовые двигатели низкого сжатия . . . . .	6
2. Основные параметры рабочего процесса газового двигателя низкого сжатия . . . . .	10
3. Газовые двигатели высокого сжатия . . . . .	23
<b>II. Газо-жидкостный процесс . . . . .</b>	<b>24</b>
1. Процесс горения смешанного топлива . . . . .	25
2. Основные параметры рабочей смеси при газо-жидкостном процессе . . . . .	28
3. Экономичность газо-жидкостного процесса . . . . .	29
4. Расход жидкого топлива при газо-жидкостном процессе . . . . .	32
5. Результаты экспериментального исследования двигателя смешанного топлива . . . . .	41
<b>III. Комбинированное зажигание как способ улучшения газо-жидкостного процесса . . . . .</b>	<b>50</b>
1. Схема рабочего процесса . . . . .	50
2. Результаты лабораторных испытаний газового двигателя высокого сжатия с комбинированным зажиганием . . . . .	53
<b>IV. Газогенераторная установка и её влияние на работу двигателя . . . . .</b>	<b>63</b>
1. Отдельные замечания по выбору типа газогенераторной установки . . . . .	63
2. Влияние температуры газа на работу двигателя . . . . .	68
3. Влияние гидравлического сопротивления газогенераторной установки на работу двигателя . . . . .	71
<b>V. Технологические схемы и выбор способа перевода двигателей на газообразное топливо . . . . .</b>	<b>72</b>
1. Двухтактные двигатели малой мощности . . . . .	72
2. Двухтактные двигатели большой мощности . . . . .	78
3. Четырёхтактные двигатели . . . . .	86
4. Выбор способа перевода двигателя на газообразное топливо . . . . .	94
Литература . . . . .	95



17-54-5073

### ПРЕДИСЛОВИЕ

В нашей стране уделяется большое внимание вопросам экономии жидкого топлива в первую очередь за счёт использования местных и низкосортных видов топлива.

Одним из наиболее эффективных мероприятий по экономии жидкого топлива энергетическими установками железнодорожного транспорта СССР является перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, в основном на генераторный газ.

Отделением энергетики ЦНИИ МПС в течение ряда лет ведутся работы по исследованию способов перевода на газ стационарных и транспортных двигателей внутреннего сгорания.

В настоящей работе даётся краткий анализ основных способов перевода двигателей на газообразное топливо, приводятся результаты испытаний двигателей, переведённых на газ отделением энергетики ЦНИИ, и даются рекомендации по выбору способа перевода двигателей на газообразное топливо.

Книга написана по материалам лаборатории газификации и двигателей внутреннего сгорания отделения энергетики ЦНИИ.

Все замечания по данной книге просим направлять по адресу: Москва, И-164, Графский пер., 11. Издательский отдел ЦНИИ МПС.

Директор института И. А. Иванов

Руководитель отделения энергетики Н. И. Белокозь

### КНИГА ИМЕЕТ:

Печата- листов	Выпуск	В перепл. един. соедин. №№ вып.	Таблиц	Карт	Иллюстр.	Служебн. №№	№№ списка и порядковый	195
6						И 17		2058

В книге даются рекомендации по переводу двигателей тяжёлого жидкого топлива на газообразное. Книга предназначена для инженерно-технических работников энергетического хозяйства железнодорожного транспорта

Редактор П. А. Целищев

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
Введение . . . . .	4
<b>I. Газовый процесс . . . . .</b>	<b>6</b>
1. Газовые двигатели низкого сжатия . . . . .	6
2. Основные параметры рабочего процесса газового двигателя низкого сжатия . . . . .	10
3. Газовые двигатели высокого сжатия . . . . .	23
<b>II. Газо-жидкостный процесс . . . . .</b>	<b>24</b>
1. Процесс горения смешанного топлива . . . . .	25
2. Основные параметры рабочей смеси при газо-жидкостном процессе . . . . .	28
3. Экономичность газо-жидкостного процесса . . . . .	29
4. Расход жидкого топлива при газо-жидкостном процессе . . . . .	32
5. Результаты экспериментального исследования двигателя смешанного топлива . . . . .	41
<b>III. Комбинированное зажигание как способ улучшения газо-жидкостного процесса . . . . .</b>	<b>50</b>
1. Схема рабочего процесса . . . . .	50
2. Результаты лабораторных испытаний газового двигателя высокого сжатия с комбинированным зажиганием . . . . .	53
<b>IV. Газогенераторная установка и её влияние на работу двигателя . . . . .</b>	<b>63</b>
1. Отдельные замечания по выбору типа газогенераторной установки . . . . .	63
2. Влияние температуры газа на работу двигателя . . . . .	68
3. Влияние гидравлического сопротивления газогенераторной установки на работу двигателя . . . . .	71
<b>V. Технологические схемы газообразное топливо . . . . .</b>	
1. Двухтактные двигатели . . . . .	
2. Двухтактные двигатели . . . . .	
3. Четырёхтактные двигатели . . . . .	
4. Выбор способа перевода . . . . .	
Литература . . . . .	

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В нашей стране уделяется большое внимание вопросам экономии жидкого топлива в первую очередь за счёт использования местных и низкосортных видов топлива.

Одним из наиболее эффективных мероприятий по экономии жидкого топлива энергетическими установками железнодорожного транспорта СССР является перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, в основном на генераторный газ.

Отделением энергетики ЦНИИ МПС в течение ряда лет ведутся работы по исследованию способов перевода на газ стационарных и транспортных двигателей внутреннего сгорания.

В настоящей работе даётся краткий анализ основных способов перевода двигателей на газообразное топливо, приводятся результаты испытаний двигателей, переведённых на газ отделением энергетики ЦНИИ, и даются рекомендации по выбору способа перевода двигателей на газообразное топливо.

Книга написана по материалам лаборатории газификации и двигателей внутреннего сгорания отделения энергетики ЦНИИ.

Все замечания по данной книге просим направлять по адресу: Москва, И-164, Графский пер., 11. Издательский отдел ЦНИИ МПС.

Директор института И. А. Иванов

Руководитель отделения энергетики Н. И. Белоконов

## ВВЕДЕНИЕ

Первые двигатели внутреннего сгорания, имевшие практическое применение, как известно, были газовые. Газовый двигатель внутреннего сгорания, появившийся около столетия назад, имел перед поршневыми паровыми машинами преимущества, одним из которых была более высокая экономичность. Газомоторостроение очень быстро развивалось и ко времени создания двигателей жидкого топлива достигло значительных успехов. Однако в связи с появлением двигателей жидкого топлива интерес к газовым двигателям снизился. Развитие двигателей жидкого топлива базировалось на многочисленных экспериментальных и теоретических исследованиях. В настоящее время имеется большое количество научно-исследовательских работ и специальных курсов с детальным анализом всех основных вопросов, связанных с теорией рабочего процесса, проектированием, постройкой и эксплуатацией этих двигателей.

В последнее время в связи со значительными успехами в технике газификации твёрдых топлив и стремлением экономить жидкое топливо газовый двигатель вновь приобрёл актуальность как для стационарной, так и для транспортной энергетики.

Сокращение расхода жидкого топлива может быть достигнуто заменой двигателей внутреннего сгорания паросиловыми установками, но такое мероприятие требует больших капитальных затрат и времени, а кроме того, паросиловые установки малой и средней мощности имеют к. п. д. меньше, чем газогенераторные двигатели аналогичной мощности.

Поэтому наиболее целесообразным путём сокращения расхода жидкого топлива следует считать перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, что облегчается конструктивным сходством основных рабочих деталей двигателей жидкого топлива и газовых.

Для железнодорожного транспорта, располагающего большим парком двигателей жидкого топлива, неотложной задачей является перевод этих двигателей в основном на генераторный газ, а в некоторых случаях — на природный и др.

Следует заметить, что, несмотря на существование ряда различных принципиальных схем рабочего процесса двигателей на газовом топливе, целый ряд вопросов теории газового двигателя до настоящего времени остаётся ещё не решённым. Например, недостаточны данные для определения пределов горючести газо-воздуш-

ных смесей в зависимости от состава генераторного газа, степени сжатия, числа оборотов, способа зажигания, формы камеры сгорания и других параметров двигателей; недостаточны сведения о пределах изменения оптимального предварения зажигания в газовых двигателях в зависимости от качества смеси, способов зажигания и характеристики двигателя; разноречивы рекомендации по выбору наиболее выгодного температурного режима системы охлаждения газового двигателя в зависимости от его рабочей схемы; нет единого мнения о выборе дизельной топливной аппаратуры для двигателей смешанного топлива; нет объективных критериев для оценки степени соответствия газогенератора и двигателя в зависимости от принятой схемы перевода установки на газообразное топливо; отсутствует единое мнение о наиболее выгодном способе перевода дизеля на газ в зависимости от его эксплуатационного назначения и конструктивных параметров. Таков далеко не полный перечень вопросов, без успешного решения которых затрудняется создание наиболее совершенных газовых двигателей, а также быстрое решение актуальной проблемы перевода дизельного парка электростанций на местное твёрдое топливо. По переводу двигателей с жидкого на газообразное топливо опубликовано большое количество научно-исследовательских работ, которые хотя и являются весьма ценными, однако в большинстве своём относятся к отдельным частным случаям, что ограничивает возможность их широкого применения.

Опыт перевода двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо показывает, что развиваемая двигателем мощность, экономичность и возможности сокращения расхода жидкого топлива (при газо-жидкостном процессе) зависят от конструктивных особенностей переводимого на газ двигателя. Кроме того, анализ условий работы двигателей внутреннего сгорания и существующих способов перевода их на газообразное топливо показывает, что выбор способа перевода двигателя на газ в большой степени зависит как от конструктивных особенностей двигателя, так и от условий его эксплуатации.

Отделение энергетики ЦНИИ МПС в течение ряда лет разрабатывает способы перевода двигателей внутреннего сгорания с жидкого топлива на газообразное. Настоящая работа ставит своей целью систематизацию и обобщение полученного материала.

## 1. ГАЗОВЫЙ ПРОЦЕСС

Все известные схемы осуществления рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания на газе делятся на две группы:

1) со сжатием всей рабочей смеси в цилиндре двигателя и воспламенением от электрического запала или от элементов камеры сжатия, нагретых до высокой температуры (двигатели низкого сжатия);

2) с подачей всего газового заряда или некоторой его части в конце хода сжатия и самовоспламенением рабочей смеси (двигатели высокого сжатия).

Двигатели высокого сжатия обеспечивают более высокую экономичность рабочего процесса. Однако такие двигатели до настоящего времени не нашли практического применения не только из-за большей сложности их конструкции и технологии рабочего процесса (в сравнении с двигателями низкого сжатия), но и вследствие неустойчивости процесса самовоспламенения.

### 1. Газовые двигатели низкого сжатия

Широкое практическое применение в настоящее время находят газовые двигатели низкого сжатия с электрическим зажиганием рабочей смеси.

Эта схема рабочего процесса обеспечивает устойчивую работу на одном газе и, следовательно, полностью решает вопрос сокращения расхода жидкого топлива двигателем.

В газовых двигателях низкого сжатия вся рабочая смесь поступает в цилиндр в процессе всасывания (в четырёхтактных двигателях), при продувке или в начале сжатия (в двухтактных двигателях). В конце процесса сжатия рабочая смесь воспламеняется от электрической искры.

Сжатие всей рабочей смеси в цилиндре двигателя определяет две принципиальные особенности этой схемы рабочего процесса. Так как в процессе сжатия газо-воздушной смеси её температура повышается, то, естественно, в каждом случае должна существовать некоторая вполне определённая степень сжатия, превышение которой приведёт к преждевременной вспышке рабочей смеси. Другой особенностью данной схемы является фактическая невозможность управления скоростью повышения давления в цилиндре в процессе сгорания газа при заданном составе газо-воздушной смеси. Так как к началу горения весь газовый заряд

уже находится в цилиндре, то скорость повышения давления в цилиндре и максимальное давление будут определяться скоростью сгорания газа (в отличие от двигателей с подачей газа в цилиндр в процессе сгорания, когда скорость повышения давления можно регулировать изменением подачи газа по углу поворота вала).

Этими принципиальными особенностями газовых двигателей со сжатием всей рабочей смеси определяется выбор таких основных параметров рабочего процесса, как степень сжатия, коэффициент избытка воздуха и угол предварения зажигания. Особое значение при выборе параметров рабочего процесса газового двигателя имеет определение наивыгоднейшей степени сжатия  $\epsilon$ . Как уже отмечалось, при сжатии всей рабочей смеси величина степени сжатия ограничивается, так как возможны преждевременные вспышки. Однако при определении допустимого значения степени сжатия необходимо руководствоваться не только известными температурами самовоспламенения рабочей смеси, но и учитывать так называемый период индукции — время от момента появления условий для самовоспламенения до начала видимого горения. В течение этого промежутка времени рабочую смесь в цилиндре можно дополнительно сжимать с повышением температуры без нарушения рабочего процесса.

В табл. 1 приведены минимальные температуры самовоспламенения газов в смеси с воздухом при атмосферном давлении [4].

Таблица 1

Газы (в смеси с воздухом)	Минимальные температуры самовоспламенения в °С	Газы (в смеси с воздухом)	Минимальные температуры самовоспламенения в °С
Сероуглерод . . . . .	290	Этан . . . . .	530
Ацетилен . . . . .	335	Этилен . . . . .	540
Пропилен . . . . .	455	Светильный газ . . . . .	560
Бутан . . . . .	490	Окись углерода . . . . .	610
Пропан . . . . .	510	Метан . . . . .	645
Водород . . . . .	530		

В табл. 2 приведены минимальные значения температуры самовоспламенения смесей генераторного газа с воздухом при атмосферном давлении для различных  $\alpha$ , полученные З. А. Хандовым [10]. Состав генераторного газа по объёму в процентах был следующий:  $\text{CO} = 19,05$ ;  $\text{H}_2 = 14,62$ ;  $\text{CH}_4 = 1,95$ ;  $\text{CO}_2 = 11,93$ ;  $\text{O}_2 = 0,48$ ;  $\text{N}_2 = 51,97$ .

Стационарные газогенераторные двигатели в настоящее вре-

Таблица 2

Смесь генераторного газа с воздухом при $\alpha$	Минимальная температура самовоспламенения в °С
1,0	580
1,1	575
1,2	568

мя работают со степенями сжатия  $\epsilon = 8 \div 9$ . Температура конца сжатия, определяемая тепловым расчётом двигателя, оказывается близкой к минимальным значениям температур самовоспламенения газо-воздушной смеси, приведённым в табл. 1 и 2. Но на протекание процессов сжатия в газовых двигателях влияют реакции предварительного окисления рабочей смеси в период сжатия, интенсивность которого зависит от состава смеси и растёт по мере повышения температуры.

Реакции предварительного окисления влияют на выбор предельного значения  $\epsilon$ , так как они способствуют повышению температуры при сжатии и тем самым снижают допустимую степень сжатия; с другой стороны, в процессе предварительного окисления изменяется химический состав рабочей смеси (уменьшается содержание горючих компонентов и кислорода и увеличивается содержание инертных газов, в особенности  $\text{CO}_2$ ), что должно способствовать повышению температуры самовоспламенения рабочей смеси, а следовательно, и допустимой степени сжатия.

Таблица 3

№ опыта	Состав газа в % по объёму												Коэффициент избытка воздуха в смеси
	поступившего в цилиндр двигателя в смеси с воздухом						после сжатия в цилиндре						
	$\text{CO}_2$	$\text{CO}$	$\text{CH}_4$	$\text{H}_2$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$	$\text{CO}_2$	$\text{CO}$	$\text{CH}_4$	$\text{H}_2$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$	
1	5,43	7,95	0,41	6,08	11,5	68,63	6,4	7,3	0,0	5,3	10,5	70,5	1,29
2	5,34	7,88	0,46	7,32	11,5	67,5	7,1	7,1	0,0	5,3	10,5	70,4	1,3
3	5,22	7,75	0,66	7,1	11,8	67,47	7,5	7,5	0,0	5,5	11,0	69	1,3

Для качественной оценки этого явления представляют интерес данные, полученные З. А. Хандовым [10] при испытаниях газового двигателя с цилиндрической мощностью 60 э. л. с. при диаметре цилиндра 320 мм, числе оборотов вала 375 в минуту и со степенью сжатия  $\epsilon = 8,5$ . Во время работы двигателя в одном из цилиндров выключалось зажигание и в конце сжатия отбиралась проба газо-воздушной смеси. Результаты анализов проб газо-воздушной смеси до и после сжатия приведены в табл. 3. Как видно из табл. 3, в результате предварительного окисления горючих компонентов рабочей смеси относительное уменьшение содержания водорода может достигать 21% и окиси углерода — 7%. Результаты исследований З. А. Хандова требуют проверки ввиду недостаточной точности существующих методов отбора и анализа газа. Для получения надёжных качественных и количественных зависимостей в данном направлении желательно проведение более широких исследований.

По данным З. А. Хандова, температура в конце сжатия в газовых двигателях может достигать  $1000^\circ\text{C}$  без преждевременных вспышек.

Так как повышение  $\epsilon$  увеличивает экономичность двигателя, то необходимо использовать все возможности для перехода на более высокие значения данного параметра. Наибольший интерес в этом направлении представляет высокая турбулизация газо-воздушной смеси. Так, в цилиндрах бензиновых двигателей внутреннего сгорания при температуре выпускных клапанов  $500 - 550^\circ\text{C}$  и температуре контактов свечи  $600 - 700^\circ\text{C}$  [5] преждевременные вспышки в процессе сжатия не происходят. Это объясняется положительным влиянием турбулизации, не допускающей образования очага воспламенения.

Степень сжатия может быть также повышена интенсивным охлаждением двигателя. Это может быть достигнуто применением цилиндров малых размеров, что приводит к увеличению удельных значений поверхности охлаждения. Тех же целей, повидимому, можно достигнуть и соответствующим выбором формы камеры сжатия. Имеется ряд исследований бензиновых карбюраторных двигателей и двигателей тяжёлого топлива (высокого сжатия), в которых намечены пути создания камер сгорания, обеспечивающих получение наиболее выгодных параметров рабочего процесса. В области газовых двигателей аналогичных работ очень мало.

Можно предполагать также, что с увеличением числа оборотов у двигателя допустимая величина степени сжатия повышается, так как при сокращении времени рабочего цикла период индукции в двигателе сокращается в меньшей степени.

Однако увеличение быстроходности двигателя, как известно, приводит к увеличению скорости сгорания рабочей смеси и, следовательно, может также ограничивать повышение степени сжатия.

Скорость горения при увеличении  $\epsilon$  возрастает вместе с ростом температуры рабочей смеси. Поэтому увеличение  $\epsilon$  может привести к жёсткой работе двигателя и к детонационному сгоранию смеси.

Источником преждевременных вспышек в двигателе может явиться также нагарообразование.

Отложения нагара на плохо охлаждаемых элементах камеры сгорания, клапанов и свечей могут загораться, являясь непосредственным источником неправильного зажигания рабочей смеси. При отсутствии же очагов горения нагар (вследствие весьма низкой теплопроводности) может существенно ухудшить теплообмен между рабочей смесью и стенками камеры сжатия. Если при этом двигатель имел степень сжатия, близкую к предельной (по условиям появления преждевременных вспышек), то рабочий процесс двигателя может при этом нарушиться.

Произвести предварительный расчёт допустимой степени сжатия для газового двигателя внутреннего сгорания не представляется возможным, так как отсутствуют необходимые данные по температурам воспламенения, периодам индукции и скоростям горения.

Однако можно считать, что применяемые в настоящее время в газовых двигателях степени сжатия не ограничиваются возможностью возникновения преждевременных вспышек. Доказательством этого является работа газовых двигателей высокого сжатия ( $\epsilon = 12 \div 14$  и более) с малыми присадками жидкого топлива. Следовательно, при тех значениях  $\epsilon$ , которые освоены в двигателях высокого сжатия жидкого топлива, при определённых условиях можно избежать преждевременных вспышек и при работе на газе. Однако у газовых двигателей с электрическим зажиганием, как отмечалось, практически  $\epsilon$  не превышает 8—9, и дальнейшее повышение  $\epsilon$  ограничивается допустимыми давлениями в цилиндре в процессе сгорания.

Рабочая смесь в цилиндре сгорает в то время, когда поршень находится недалеко от верхней крайней точки и, следовательно, скорости изменения объёма камеры сгорания минимальны. Сравнительно высокие скорости распространения пламени (10—30 м/сек и больше) при сравнительно небольших линейных размерах камер сгорания приводят к тому, что основная масса рабочей смеси сгорает практически при постоянном объёме. Это вызывает значительное повышение давления в цилиндре при сгорании рабочей смеси.

Но максимальное давление в цилиндре зависит от параметров рабочей смеси в начале сгорания, определяемых степенью сжатия. Поэтому ограничение по  $p_z$  при заданном подводе тепла на рабочий цикл вызывает ограничение  $\epsilon$ . В связи с этим максимально допустимая степень сжатия для газовых двигателей имеет более низкие значения, чем допускается по условиям возникновения преждевременных вспышек.

Ограничения по скорости повышения и абсолютным значениям давления (при выборе  $\epsilon$ ) являются основными, если допустимые давления сгорания не превосходят 55—60 кг/см<sup>2</sup>. Для двигателей, допускающих более высокие давления сгорания, ограничением для повышения степени сжатия могут явиться преждевременные вспышки газа.

Дальнейшие работы в области газовых двигателей с электрическим зажиганием должны быть направлены на исследование путей повышения степени сжатия, а следовательно, и экономичности.

## 2. Основные параметры рабочего процесса газового двигателя низкого сжатия

Характеристики горючих газов. Основными видами газового топлива для двигателей внутреннего сгорания являются природные и генерируемые из твёрдого топлива газы. В табл. 4 приведены основные характеристики природного газа различных месторождений СССР [7].

Природные горючие газы по теплотворности, стабильности состава и отсутствию разрушающе действующих на металлы

Таблица 4

Месторождения газа	Состав газа в %									Плотность по отношению к воздуху	Высшая теплотворность в ккал/м <sup>3</sup>
	Метан	Этан	Пропан	Бутан	Пентан и более тяжёлые углеводороды	Углекислота	Сероводород	Азот	Кислород		
Елшанское . . . . .	93,2	0,7	0,6	0,6	0,5	—	Следы	4,4	—	0,605	8400
Курдюмское . . . . .	92,2	0,8	—	0,1	—	—	—	6,0	—	0,589	8200
Бугурусланское . . . . .	76,8	4,4	1,7	0,8	0,6	0,2	1,0	13,5	—	0,689	7900
Южно-Дагестанское . . . . .	86,5	3,0	0,9	0,1	—	7,3	—	2,2	—	—	8500
Мелитопольское . . . . .	98,0	—	—	—	—	0,3	—	1,8	—	—	8800
Ухтинское . . . . .	88,0	1,9	0,2	0,3	—	0,3	—	9,3	—	0,608	7500
Тульское (Краснодарский край) . . . . .	97,8	0,4	—	0,3	—	0,2	Следы	1,3	—	—	8900
Мельниково (Саратовской обл.):											
а) Западное поле . . . . .	55,0	—	—	—	—	0,2	—	44,8	—	—	4950
б) Восточное поле . . . . .	88,0	0,2	—	—	—	0,1	—	11,7	—	—	7900
Ставропольское:											
а) Северное поле . . . . .	97,7	—	—	—	—	0,7	—	1,6	—	—	8890
б) Южное поле . . . . .	60,0	—	—	—	—	—	—	40,0	—	—	5400
Меловые горы (Новороссийский район) . . . . .	94,4	—	—	—	—	0,6	—	5,0	—	—	8450
Калужское (Западная Украина) . . . . .	95,7	—	—	—	—	0,1	—	4,1	0,1	0,575	8200
Дашавское . . . . .	97,8	0,5	0,2	0,1	0,05	0,05	—	1,3	—	0,568	8500
Косовское . . . . .	75,7	21,3	1,4	1,6	—	—	—	—	—	—	—
Опаринское . . . . .	89,0	9,1	—	1,9	—	—	—	—	—	—	—



соединений являются хорошим топливом для двигателей внутреннего сгорания. Однако в целях использования для нужд энергетики местного низкосортного топлива применение природного газа для энергетических целей ограничивают. Поэтому наибольшее значение для двигателей внутреннего сгорания имеет генераторный газ.

В табл. 5 [12] приведены составы газов, получаемых при различных схемах газификации основных видов твёрдых топлив. В табл. 6 дана сводка основных показателей процесса получения силового генераторного газа [9].

Газо-воздушная смесь. Под характеристикой рабочей смеси следует понимать химический состав газа, коэффициент избытка воздуха и те значения давления и температуры, с которыми рабочая смесь поступает в цилиндр двигателя. Теплотворность газо-воздушной смеси, зависящая от теплотворности газа и от коэффициента избытка воздуха, определяется по следующей формуле:

$$Q_{см} = \frac{Q_2}{1 + \alpha L_0} \text{ ккал/нм}^3, \quad (1)$$

где  $Q_2$  — теплотворность газа в  $\text{ккал/нм}^3$ ;

$L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания газа в  $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ ;

$\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в рабочей смеси.

Теплотворность горючего газа может быть определена по его объёмному составу в %:

$$Q_2 = 30,34 \text{ CO} + 25,8 \text{ H}_2 + 85,62 \text{ CH}_4 + 143,0 \text{ C}_m\text{H}_n + 55,2 \text{ H}_2\text{S} \text{ ккал/нм}^3. \quad (2)$$

Теоретически необходимое количество воздуха также может быть подсчитано по объёмному составу газа в %:

$$L_0 = \frac{1}{21} \left[ 0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2 \text{ CH}_4 + 2,5 \text{ C}_2\text{H}_2 + 3 \text{ C}_2\text{H}_4 + \left( m + \frac{n}{4} \right) \text{ C}_m\text{H}_n + 1,5 \text{ H}_2\text{S} - \text{O}_2 \right] \text{ нм}^3/\text{нм}^3, \quad (3)$$

где  $\text{C}_m\text{H}_n$  — углеводороды, кроме метана, ацетилена и этилена.

Теоретически необходимое количество воздуха ориентировочно может быть определено через  $Q_2$  по эмпирическим формулам П. Розина:

богатые газы

$$L_0 = \frac{1,09}{1000} Q_2 - 0,25 \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \quad (4)$$

бедные газы

$$L_0 = \frac{0,875}{1000} Q_2 \text{ нм}^3/\text{нм}^3. \quad (5)$$

Таблица 5

Наименование газов	Примерный средний состав газов в % по объёму							Теплотворность в ккал/нм <sup>3</sup>	
	CO <sub>2</sub> +H <sub>2</sub> S	O <sub>2</sub>	C <sub>m</sub> H <sub>n</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	высшая	низшая
<b>ГРУППА ПЕРВАЯ</b>									
Газы высокой теплотворности	12—15	0,2—0,3	5,0—8,0	7—12	6—12	45—62	2—10	6000—8000	5300—7000
Газы полукочкования	2—3	0,7—1,2	1,6—2,3	4—8	53—60	19—25	7—13	4200—4500	3700—4000
Газ, получаемый при газификации под высоким давлением	2—4	0,2—0,3	0,5—0,7	14—22	54—58	16—20	2—6	4050—4250	3600—3800
<b>ГРУППА ВТОРАЯ</b>									
Газы средней теплотворности	10—20	0,1—0,2	0,5—1,0	22—32	42—50	6—9	2—5	3050—3200	2700—2800
Двойной водяной газ	5—7	0,1—0,2	—	35—40	47—52	0,3—0,6	2—6	2650—2750	2400—2500
Водяной газ	16—25	0,1—0,2	0,2—0,8	27—41	34—40	2,5—5,0	3—5	2500—2650	2300—2450
Паро-кислородный газ:	23—26	0,2—0,3	—	28—33	40—43	2,0—3,0	1—2	2400—2480	2200—2250
а) из кускового топлива									
б) из мелкозернистого топлива									
<b>ГРУППА ТРЕТЬЯ</b>									
Газы низкой теплотворности	5—9	0,1—0,3	0,2—0,4	25—30	12—15	1,5—3,0	46—54	1470—1670	1390—1550
Смешанный генераторный газ:	5—7	0,1—0,3	—	24—30	12—14	0,5—0,7	52—55	1230—1280	1150—1210
а) из битуминозных топлив	0,5—1,5	—	—	32—33	0,5—0,9	—	64—66	1000—1050	990—1030
б) из тощих топлив	8—16	—	—	23—30	7—10	1—2,6	48—53	1125—1320	1070—1265
Воздушный газ:	7—14	—	—	26—31	1,5—3,5	0,1—0,8	56—60	915—1110	900—1090
Колошниковый газ:	16—22	—	—	5—10	17—25	0,8—1,1	47—53	850—1100	740—980
а) древесно-угольный									
б) коксовый									
Газ подземной газификации									

Таблица 6

Параметры	Размерность	Каменный уголь								
		богословский	челябинский БК	Черный БК	Черный СК	кольчугинский Д	черногорский Д	подмосковный БР	днепковский Г	
Характеристика топлива	Влажность	30	19,0	33,0	12,0	9,0	12,0	28,3	6,0	
	Зольность	20	20,0	11,0	12,0	7,0	12,0	30,0	11,0	
Напряжение сечения шахты	Крупность	10-50	10-50	10-50	10-50	10-75	10-75	10-50	—	
	Теплотворность	3310	4200	3910	5330	6240	5710	3000	6450	
Выход сухого газа из 1 кг рабочего топлива	кг/м <sup>2</sup> час	130-160	350-100	170**		150-200	150-200	150-230*	240-280	
	нм <sup>3</sup> /кг	2,0	2,1	2,0		3,3	3,3	1,12	3,3	
Состав сухого газа	CO <sub>2</sub>	6,0	5,0	4,0-6,0		4,0	5,0	4,93	5,0	
	O <sub>2</sub>	0,2	0,2	0,2		0,2	0,2	0,2	0,2	
	C <sub>m</sub> H <sub>n</sub>	0,3	0,2	—		0,3	0,3	0,5	0,3	
	H <sub>2</sub> S	0,2	0,2	—		—	—	1,17	0,3	
	CO	25,5	28,0	26,5-28,5		27,0	26,0	27,2	26,5	
	H <sub>2</sub>	14,0	14,0	14,0-14,5		13,0	13,0	13,3	13,5	
	CH <sub>4</sub>	2,1	2,0	3,0-3,5		2,7	2,7	2,6	2,3	
	N <sub>2</sub>	51,6	50,4	49,8-50,75		51,8	52,8	48,9	51,9	
	Теплотворность сухого газа Q <sub>2</sub> <sup>c</sup>	ккал/нм <sup>3</sup>	1325	1460	1420-1530		1624	1590	1465	1405
	» рабочего » Q <sub>2</sub> <sup>P</sup>	»	1020	1170	1210-1310		1470	1410	1160	—
Содержание влаги (на сухой газ)	г/нм <sup>3</sup>	240	200	130-140		80	100	210	—	
	» смолы »	4,0	22,5	—		15	12	36,2	11,0	
	» пыли »	22,0	15,9	—		6	5	—	14,0	
Температура газа на выходе из генератора	°C	250	250-300	250-300		500	550	94	950	
	нм <sup>3</sup> /кг	1,2	1,39	1,21		2,1	2,0	1,45	2,2	
	°C	46-50	46-65	45-50		50	55	51	45-55	
	г/кг топлива	150-250	250-350	160-270		250	300	167	400-550	

\* Для немеханизированных генераторов 100-150 кг/м<sup>2</sup> час.

\*\* Эта и приведенные ниже цифры относятся к газификации смеси, состоящей из одной части черемховских и трех частей черносских углей.

Продолжение

Параметры	Размерность	Каменный уголь		Торф кусковой		Дрова		Древесная чурка	
		антрацит до-нецкий АС	коксовая мелочь	кондиционная влажностн	воздушная сушки	влажные	воздушная сушки	влажная	воздушная сушки
Характеристика топлива	Влажность	6,0	16,0	33,0	20,0	40,0	25,0	40,0	25,0
	Зольность	13,0	19,0	8,0	8,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	Крупность	—	—	Прогонит через сито 25x25 не более 18%	3760	l = 1000	l = 1000	l = 250	l = 250
Напряжение сечения шахты	Теплотворность	6580	5350	2990	3760	2440	3250	2440	3250
	Выход сухого газа из 1 кг рабочего топлива	180-200	160-200	450-500	600-650	150-200	200-250	300-400	300-400
	нм <sup>3</sup> /кг	4,0	3,2	1,7	1,7	1,3	1,6	1,3	1,6
	CO <sub>2</sub>	6,0	5,0	8,0	7,0	9,0	8,5	7,5	6,0
	O <sub>2</sub>	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	C <sub>m</sub> H <sub>n</sub>	0,0	0,0	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
	H <sub>2</sub> S	0,2	0,2	—	—	—	—	—	—
	CO	27,0	28,5	27,0	28,0	25,0	27,0	27,0	29,0
	H <sub>2</sub>	14,0	13,0	14,0	15,0	11,0	12,0	12,0	12,0
	CH <sub>4</sub>	0,6	0,7	3,0	3,0	2,8	3,0	3,0	3,0
Состав сухого газа	N <sub>2</sub>	52,0	52,4	47,4	46,4	51,6	48,9	49,9	48,4
	Теплотворность сухого газа Q <sub>2</sub> <sup>c</sup>	1230	1250	1500	1600	1350	1450	1450	1500
» рабочего » Q <sub>2</sub> <sup>P</sup>	—	1130	1400	1550	1100	1350	1250	1450	
Содержание влаги (на сухой газ)	г/нм <sup>3</sup>	—	80	300	200	375	225	400	250
	» смолы »	0,0	0,0	40	40	30	30	40	40
	» пыли »	10,0	16,0	10	10	—	—	—	—
Температура газа на выходе из генератора	°C	600	600	200	250	100	150	150	200
	нм <sup>3</sup> /кг	2,64	2,23	0,9	1,0	0,9	1,0	1,8	1,0
	°C	55-58	55-58	55	55	—	—	—	—
	г/кг топлива	400-420	340-360	130	150	—	—	—	—

Газ	Нижний предел воспламеняемости			Высший предел воспламеняемости		
	содержание газа в смеси в %	Отношение объёма воздуха к объёму газа	$\alpha_{max}$	содержание газа в смеси в %	Отношение объёма воздуха к объёму газа	$\alpha_{min}$
Окись углерода . . .	12,4	7,06	2,97	75	0,33	0,133
Водород . . .	4,1	23,4	9,84	74	0,35	0,147
Метан . . .	2,5	29,0	3,04	81	0,23	0,024
Этилен . . .	2,0	32,3	2,26	34	1,94	0,136

Для силового газа, представляющего смесь простейших газов, пределы воспламеняемости ориентировочно можно определять по эмпирической формуле [12]

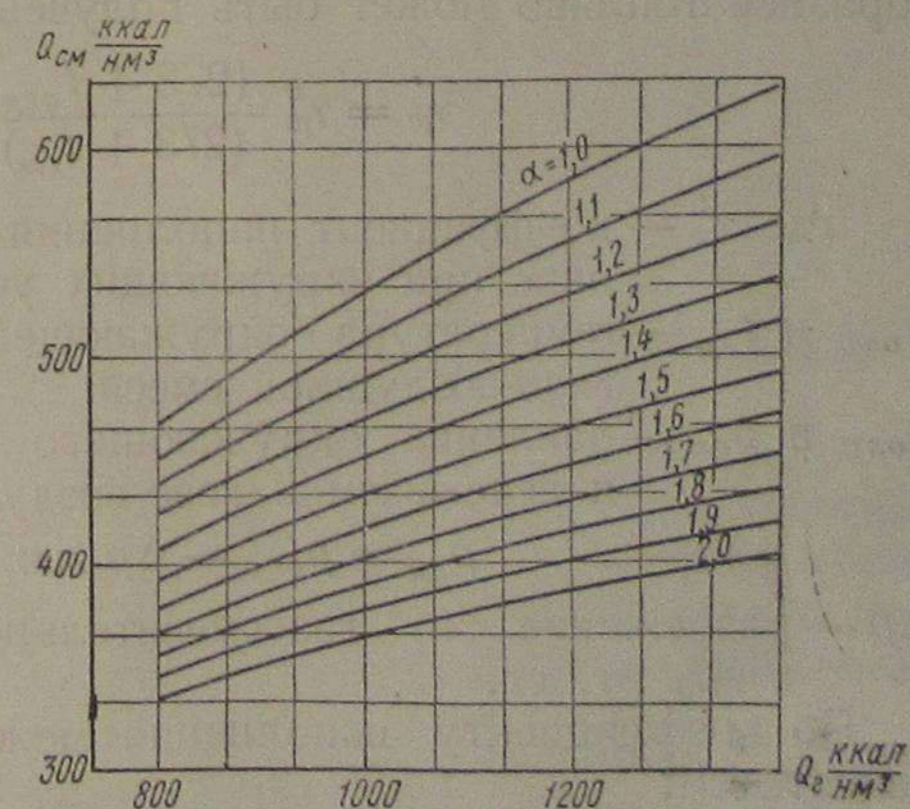
$$z = \frac{100}{\frac{CO}{a} + \frac{H_2}{b} + \frac{CH_4}{c} + \frac{C_2H_4}{d}}, \quad (6)$$

где  $z$  — предел воспламеняемости смеси в %;  
 $CO; H_2; CH_4; C_2H_4$  — содержание горючих компонентов в газовой смеси в %;

$a, b, c, d$  — пределы воспламеняемости соответствующих компонентов в %.

Пределы воспламеняемости газовой смеси зависят от температуры и давления смеси, а также от содержания в ней пыли и паров воды. Увеличение до определённых пределов влажности газа и содержания пыли в нём вызывает расширение пределов воспламеняемости. Увеличение коэффициента остаточных газов в двигателе сужает пределы воспламеняемости.

Коэффициент наполнения рабочего цилиндра. Коэффициент наполнения цилиндра.

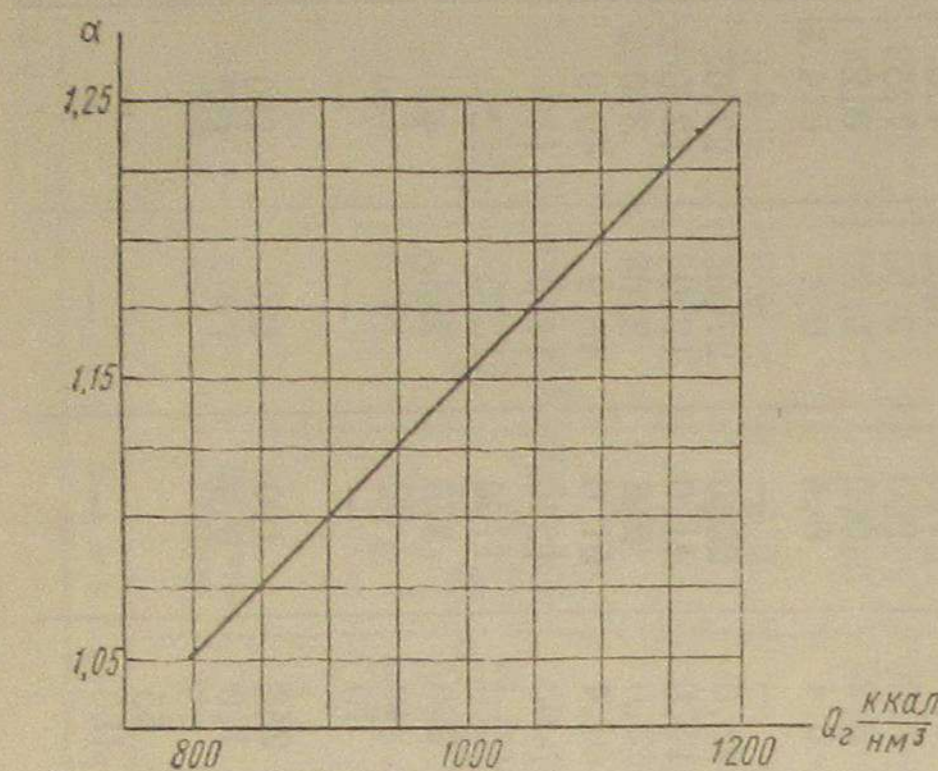


Фиг. 2. Теплотворность газовой смеси  $Q_{см}$  в зависимости от  $Q_2$  и  $\alpha$

Теплотворность рабочей смеси увеличивается с уменьшением  $\alpha$ . В практических условиях при значениях  $\alpha$  меньше некоторого предела возникает химическая неполнота сгорания, возрастающая с уменьшением  $\alpha$ . Оптимальным значением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  является такое значение, при котором тепловыделение на единицу объёма смеси (ккал/м³) получается максимальным.

Выбор оптимального значения  $\alpha$  необходим для получения у двигателя максимальной мощности. По опытным данным, оптимальные значения  $\alpha$  увеличиваются с повышением теплотворности газа.

В табл. 7 приведены ориентировочные значения коэффициентов избытка воздуха, при которых



Фиг. 1. Зависимость коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в двигателях от теплотворности генераторного газа

обычно работают газовые двигатели с полной нагрузкой (для разных газов). По графику фиг. 1 [2] можно ориентировочно определить оптимальное значение коэффициента избытка воздуха в зависимости от теплотворности газа.

Таблица 7

Горючий газ	$\alpha$
Доменный . . . . .	1,05—1,2
Генераторный . . . . .	1,1—1,3
Светильный и коксовый . . . . .	1,3—1,5
Природный . . . . .	1,5—1,8

Для получения максимальной экономичности несколько увеличивают  $\alpha$  по сравнению с его оптимальным значением и, следовательно, соответственно снижают тепловой заряд.

Изменение теплотворности смеси генераторного газа с воздухом при атмосферном давлении и  $t = 15^\circ$  в зависимости от коэффициента избытка воздуха и теплотворности газа может быть определено по фиг. 2, где приведены расчётные данные.

Для определения возможных колебаний  $\alpha$  можно воспользоваться данными табл. 8 высших и низших пределов воспламеняемости газовой смеси простейших газов.

ра газо-воздушной смесью определяется рядом факторов, основными из которых являются температуры и давления газа и воздуха, гидравлическое сопротивление всасывающей системы и коэффициент остаточных газов (зависящий от температуры и давления продуктов сгорания, оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла). При переводе двигателя (без наддува) с жидкого топлива на газообразное значение коэффициента наполнения несколько понижается вследствие повышенных сопротивлений всасыванию рабочей смеси через газосмесительные устройства.

При получении газа из газогенератора коэффициент наполнения цилиндров двигателя уменьшается вследствие сопротивления газогенераторной установки, а также повышенной температуры газа (при недостаточном его охлаждении).

Для ориентировочной оценки ожидаемого значения коэффициента наполнения цилиндров двигателя при переводе его на газ можно воспользоваться данными для двигателей жидкого топлива, но с соответствующими поправками. Средние значения коэффициентов наполнения двигателей жидкого топлива приведены в табл. 9 [8].

Таблица 9

Тип двигателя	Коэффициент наполнения $\eta_v$
Дизель быстроходный . . . . .	0,75—0,85
» тихоходный . . . . .	0,85—0,95
Карбюраторный двигатель быстроходный . . . . .	0,7—0,8
» » тихоходный . . . . .	0,8—0,9

Коэффициент наполнения двигателя  $\eta'_v$  при переходе на газообразное топливо может быть получен из соотношения

$$\eta'_v = \eta_v^0 \frac{(273 + t_{окр}) p_{см}}{(273 + t_{см}) p_{окр}}, \quad (7)$$

где  $\eta_v^0$  — коэффициент наполнения двигателя на жидком топливе при окружающих условиях;

$t_{окр}$  и  $t_{см}$  — температура окружающего воздуха и всасываемой газо-воздушной смеси;

$p_{окр}$  и  $p_{см}$  — давление окружающего воздуха (барометрическое) и всасываемой газо-воздушной смеси

$$p_{см} = p_{окр} - \Delta p \text{ мм рт. ст.};$$

$\Delta p$  — разрежение в газосмесительном устройстве двигателя в мм рт. ст.

По коэффициенту наполнения можно определить расход газа двигателем:

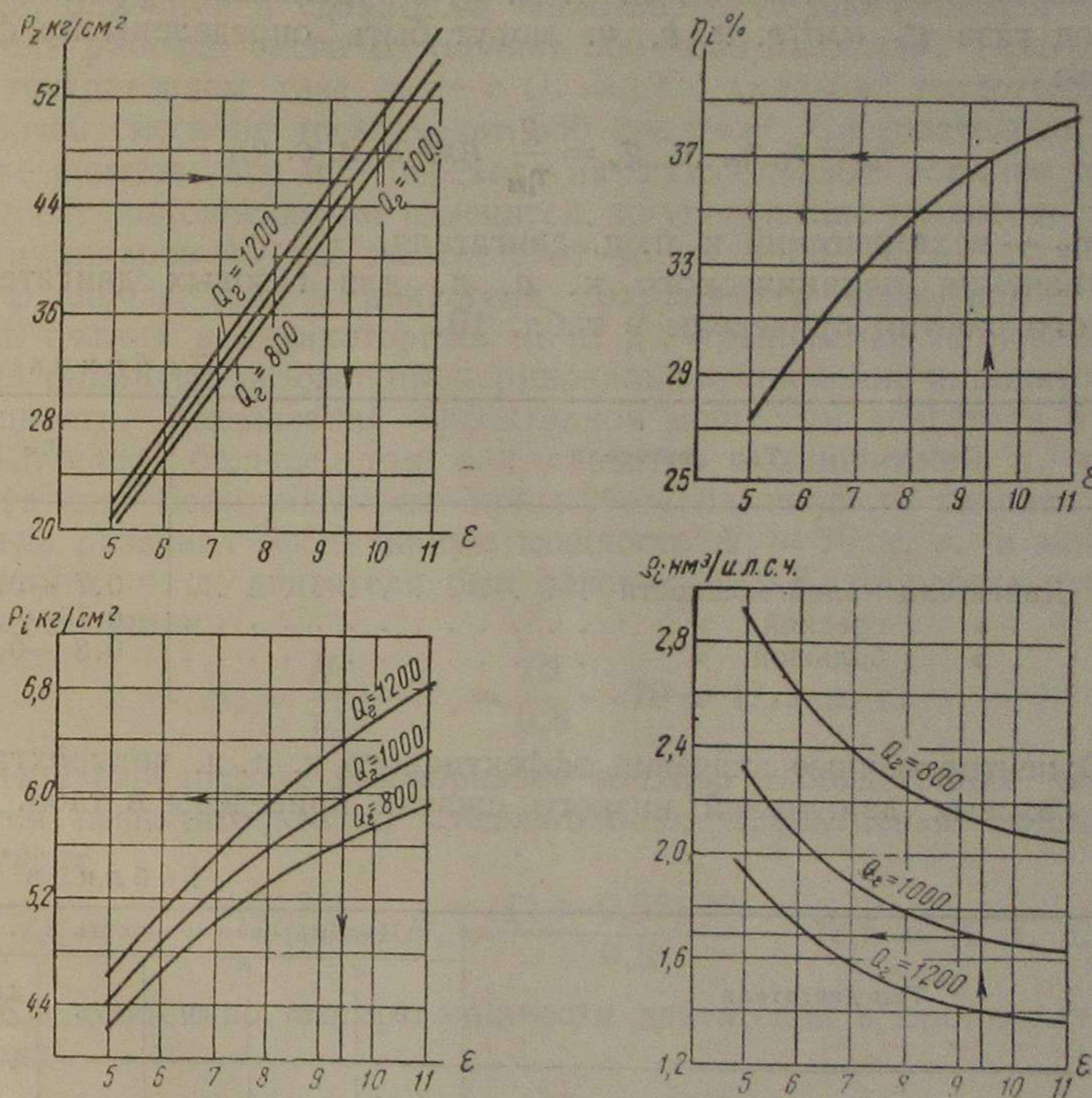
$$W_z = \frac{0,12 V_h n}{(1 + \alpha L_0) \tau} \eta'_v \text{ нм}^3/\text{час}, \quad (8)$$

где  $V_h$  — рабочий объём всех цилиндров двигателя в л;

$n$  — число оборотов двигателя в минуту;

$\tau$  — коэффициент тактности двигателя (4 — четырёхтактные, 2 — двухтактные).

Мощность и экономичность двигателя. Степень сжатия в большинстве случаев определяется допустимым для заданной конструкции двигателя давлением сгорания при наибольшей мощности двигателя. Если условно считать, что рабочая



Фиг. 3. Номограмма для определения  $p_z$ ,  $p_i$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$  (для тихоходных газовых двигателей) в зависимости от  $Q_z$  и  $\epsilon$

смесь сгорает при постоянном объёме, то предельное значение степени сжатия может быть получено расчётным путём по общепринятым соотношениям для теплового расчёта двигателя (см. В. М. Тареев. Справочник по тепловому расчёту двигателей внутреннего сгорания, Речиздат, 1947).

Довольно близкие к оптимальным значения степени сжатия при переводе с жидкого топлива на генераторный газ двигателей средней быстроходности могут быть получены по номограмме, предложенной А. Г. Игнатовым (фиг. 3). Так, например, если

переводится с жидкого топлива на генераторный газ средней теплотворности ( $Q_2 = 1000 \text{ ккал/нм}^3$ ) двигатель, имеющий допустимое давление сгорания  $p_2 = 45 \text{ кг/см}^2$ , то максимальное значение степени сжатия  $\epsilon$  по номограмме получится равным 9,4.

Кроме степени сжатия, эта номограмма позволяет определить ориентировочные значения среднего индикаторного давления  $p_i \text{ кг/см}^2$ , индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  и удельного индикаторного расхода газа  $g_i \text{ нм}^3/\text{л. с. ч.}$

Значение эффективного к. п. д.  $\eta_e$  и удельный эффективный расход газа  $g_e \text{ нм}^3/\text{л. с. ч.}$  могут быть определены по формулам:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \text{ и } g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ нм}^3/\text{л. с. ч.},$$

где  $\eta_m$  — механический к. п. д. двигателя.

Значения механического к. п. д. для газовых двигателей низкого сжатия приведены в табл. 10.

Таблица 10

Тип двигателя	$\eta_m$
Двигатели малой мощности . . . . .	0,7 — 0,75
» средней » . . . . .	0,75 — 0,8
» большой » . . . . .	0,8 — 0,85

Ориентировочные значения эффективного к. п. д. четырёхтактных газовых двигателей низкого сжатия приведены в табл. 11.

Таблица 11

Тип двигателя	Цилиндровая мощность в л. с.				
	10	25	50	75	100 и более
Газовый с электрическим зажиганием ( $\eta_e$ )	22	24	26	27	28

Эффективная мощность двигателя определяется по значению среднего индикаторного давления  $p_i$  из соотношения

$$N_e = \frac{V_h p_i n}{225 \tau} \eta_m \text{ л. с.}, \quad (9)$$

где  $p_i$  — среднее индикаторное давление в  $\text{кг/см}^2$ ;

$n$  — число оборотов вала в минуту;

$V_h$  — рабочий объём всех цилиндров двигателя в л;

$\tau$  — тактность двигателя (4 или 2).

Таким образом, если известна паспортная характеристика переводимого на газ двигателя и качественные характеристики генераторного газа, то можно ориентировочно определить ожидаемые показатели работы двигателя на новом топливе.

При переводе на генераторный газ карбюраторных двигателей низкого сжатия эффективная мощность двигателей, как правило, существенно уменьшается. Карбюраторные двигатели на режимах номинальной мощности работают с коэффициентами избытка воздуха, близкими к единице, и теплотворность поступающей в двигатель рабочей смеси составляет 850—890  $\text{ккал/нм}^3$ . При работе на генераторном газе даже с  $Q_2 = 1200 \text{ ккал/нм}^3$  теплотворность рабочей смеси не превосходит 580  $\text{ккал/нм}^3$ . Следовательно, если даже считать, что при переходе на газообразное топливо коэффициент наполнения не изменится, то уменьшение теплового заряда цилиндров  $\Delta Q$  всё же составит не менее 30—35%.

В случае, если у двигателя сохраняются неизменными степень сжатия и индикаторный к. п. д., уменьшение теплового заряда цилиндра вызовет пропорциональное снижение индикаторной мощности. Уменьшение эффективной мощности двигателя будет, естественно, больше, так как снизится механический к. п. д. двигателя. Если, например при работе на жидком топливе двигатель развивал эффективную мощность  $N_e = 70 \text{ л. с.}$  и механический к. п. д. двигателя был равен  $\eta_m = 0,8$ , то работа трения  $N_r$  составляла

$$N_r = \frac{N_e}{\eta_m} - N_e = \frac{70}{0,8} - 70 = 17,5 \text{ л. с.}$$

При переходе на газообразное топливо работа трения уменьшится незначительно и, следовательно, эффективная мощность составит

$$N'_e = \frac{(1 - \Delta Q) N_e}{\eta_m} - N_r = \frac{(1 - 0,32) 70}{0,8} - 17,5 = 42 \text{ л. с.}$$

Следовательно, потеря мощности двигателем в процентах составит

$$\Delta N = \left(1 - \frac{N'_e}{N_e}\right) 100 = \left(1 - \frac{42}{70}\right) 100 = 40\%.$$

Фактическое снижение мощности двигателя может быть несколько меньше, так как при переводе карбюраторных двигателей на газ повышается индикаторный к. п. д. (при увеличении степени сжатия и улучшении процесса сгорания газо-воздушной смеси по сравнению с бензо-воздушной).

При переводе на газ дизелей имеет место иная картина.

Рассмотрим в качестве примера перевод на газ двух двигателей 4Ч  $\frac{42,5}{60}$  завода «Двигатель революции» и 4Ч  $\frac{10,5}{13}$  завода имени Микояна.

Их характеристики при работе на жидком топливе следующие:

	4Ч $\frac{42,5}{60}$	4Ч $\frac{10,5}{13}$
Мощность $N_e$ л. с. . . . .	400	40
Число цилиндров $i$ . . . . .	4	4
Диаметр цилиндра $D$ мм . . . . .	425	105
Ход поршня $S$ мм . . . . .	600	130
Число оборотов $n$ вала в минуту . . . . .	187	1500
Расход жидкого топлива $b_e$ кг/э. л. с. ч. . . . .	0,185	0,230

Если принять коэффициент наполнения для двигателя  $4Ч \frac{42,5}{60}$  равным 0,9, то при расходе жидкого топлива 0,185 кг/э. л. с. ч. коэффициент избытка воздуха составит  $\alpha = 2,1$ , теплотворность рабочей смеси  $Q_{см} = 440$  ккал/нм<sup>3</sup> и эффективный к. п. д.  $\eta_e = 0,335$ .

При такой экономичности двигателя используемое тепло составит

$$440 \cdot 0,335 = 147,5 \text{ ккал/нм}^3.$$

При переводе этого двигателя на генераторный газ с  $Q_g = 1200$  ккал/нм<sup>3</sup> можно принять коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,2$ . Тогда теплотворность рабочей смеси будет равна 530 ккал/нм<sup>3</sup>. Если принять, что при работе на газе эффективный к. п. д. двигателя будет на 15—20% ниже эффективного к. п. д. дизеля, то используемое тепло составит 146 ккал/нм<sup>3</sup>, следовательно, при переводе на газ такого двигателя потери мощности может не быть. Практикой, как известно, это подтверждено.

Для двигателя  $4Ч \frac{10,5}{13}$  при  $\eta_v = 0,8$  и работе на жидком топливе коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,6$ ; соответственно теплотворность рабочей смеси равна 580 ккал/нм<sup>3</sup> и  $\eta_e = 0,27$ . При данной экономичности двигателя используемое тепло составит 156 ккал/нм<sup>3</sup>. При работе на газе также с  $Q_g = 1200$  ккал/нм<sup>3</sup> теплотворность рабочей смеси составит 530 ккал/нм<sup>3</sup>; если учесть снижение экономичности, то используемое тепло будет равно 122 ккал/нм<sup>3</sup>.

Таким образом, при переводе на газ двигателя  $4Ч \frac{10,5}{13}$  может иметь место потеря мощности (без учёта снижения механического к. п. д.)

$$100 - \frac{122}{156} 100 \approx 22\%.$$

Приведённые расчёты показывают, что при переводе на газ двигателей внутреннего сгорания, работавших на тяжёлом топливе, большое значение имеет форсировка двигателя по коэффициенту избытка воздуха.

В этом, в частности, и заключается одно из основных различий между условиями перевода на газ карбюраторных двигателей и дизелей. При переводе бензиновых двигателей на газ коэффициент избытка воздуха остаётся почти без изменения и степень сжатия, как правило, повышается с 4,5—6 до 7—9. В случае перевода на газ дизелей коэффициент избытка воздуха понижается с 1,65—2 до 1,1—1,2 (при генераторном газе) и степень сжатия снижается до 7—9.

Следует отметить, что в приведённых выше расчётах не учтено возможное понижение мощности двигателя при переходе на газ вследствие снижения качества газа. Колебания в составе газа, вырабатываемого газогенератором, определяются несовершенством технологического процесса газификации твёрдого топлива и условиями работы газогенератора с двигателем при переменной нагрузке; поэтому применение чисто газового процесса при переводе двигателей с жидкого на газообразное топливо хотя и обеспечивает полное устранение расхода жидкого топлива, но делает мощность и экономичность двигателя функцией качества газа.

Другим недостатком газовых двигателей с электрическим зажиганием является пониженная по сравнению с двигателем высокого сжатия экономичность. Ограничения по давлениям сгорания, температурам самовоспламенения рабочей смеси и условиям возникновения детонационного горения не позволяют применять более выгодные высокие степени сжатия, освоенные в двигателях жидкого топлива.

К числу недостатков данного способа перевода двигателей с жидкого на газообразное топливо следует также отнести необходимость значительных конструктивных изменений в процессе переоборудования и необратимость переведённого на газ двигателя.

### 3. Газовые двигатели высокого сжатия

В основу рабочего процесса газового двигателя высокого сжатия положена следующая схема. В цилиндре двигателя сжимается воздух до температуры, достаточной для самовоспламенения рабочей смеси. В конце процесса сжатия воздуха в цилиндр двигателя под высоким давлением подаётся горючий газ; происходит процесс сгорания и т. д. Такая схема рабочего процесса была осуществлена на природном газе. Осуществление такого процесса двигателя на низкокалорийном генераторном газе не только затруднительно, но и нерационально вследствие больших затрат энергии на сжатие газа. Однако и на природном высококалорийном газе для устойчивости самовоспламенения поступающего в цилиндр газа при переменных нагрузках двигателя необходимо вводить в цилиндр вместе с газом небольшую присадку запального жидкого топлива, составляющую 5—8% всего теплового заряда. Сложность такой схемы рабочего процесса обуславливается наличием газового компрессора высокого сжатия и сложной

топливной аппаратурой, поэтому она не находит широкого применения в двигателестроении.

Для уменьшения расхода энергии на сжатие газа, а также для устранения ряда других недостатков (плохое смесеобразование, понижение температуры в камере сжатия вследствие расширения поступающего в цилиндр газа и т. п.) стали применять частичный ввод газа в цилиндр двигателя в процессе всасывания. Устойчивая работа двигателя на светильном газе по такой схеме без применения запального жидкого топлива впервые была получена в МВТУ проф. Е. К. Мазингом. Однако преимущества такой схемы по сравнению с другими рабочими схемами не оправдывают большой сложности двигателя.

Несмотря на отмеченные недостатки газовых двигателей высокого сжатия, исследования их рабочих процессов, а также усовершенствование конструктивных элементов должны продолжаться. Выбор оптимальных размеров и физических параметров доли газа, подаваемой в конце хода сжатия, создание более эффективной технологической и конструктивной схемы «верхней» подачи газа (от нагнетателя до форсунки), разработка рациональной схемы регулирования, обеспечивающей наиболее целесообразное использование дозарядки (при повышенных нагрузках двигателя), — таковы основные вопросы, удачное комплексное решение которых может привести к созданию высокоэкономичного газового двигателя высокого сжатия.

Недостатки чисто газового процесса явились причиной возникновения и развития так называемого газо-жидкостного процесса.

## II. ГАЗО-ЖИДКОСТНЫЙ ПРОЦЕСС

Смешанное газо-жидкостное (бинарное) топливо с разными температурами самовоспламенения компонентов применяется следующим образом. Газо-воздушную смесь подают в цилиндры двигателя (четырёхтактного) при всасывании. В конце сжатия газо-воздушной смеси в цилиндр подают запальное жидкое топливо, которое, воспламеняясь, зажигает газо-воздушную смесь. При переводе на газообразное топливо по такой схеме двигатель получается обратимым, так как он может работать не только на смеси газа и жидкого топлива, но и на одном жидком топливе. Переоборудование двигателя для работы на газе в этом случае в основном сводится к дополнительной установке устройств смесеобразования, подводящих воздух и газ к всасывающим клапанам двигателя. Так как при работе на газе по такой схеме требуются уменьшенные подачи жидкого топлива, то целесообразно изменить связь топливных насосов с регулятором двигателя так, чтобы обеспечивалась работа с минимальным расходом жидкого топлива.

С появлением двигателей, работающих на газе, с присадкой жидкого топлива и имеющих ряд положительных эксплуатацион-

ных показателей, значительно расширилась возможность использования газообразного топлива в двигателях внутреннего сгорания. Основные преимущества перевода дизелей на смешанное топливо — несложность переоборудования, сохранение высокой экономичности и номинальной мощности при полной обратимости двигателя. Обратимость двигателя позволяет обслуживающему персоналу в случае неполадок в газогенераторной установке временно эксплуатировать двигатель на одном жидком топливе, что повышает эксплуатационную надёжность силовой установки.

### 1. Процесс горения смешанного топлива

Основные трудности при наладке дизелей для работы на смешанном топливе возникают из-за специфического характера горения газо-воздушной смеси в двигателях высокого сжатия. С введением значительной части теплового заряда в двигатель в процессе всасывания рабочий процесс машины может стать близким к циклу со сгоранием при постоянном объёме. Последнее приведёт к существенному изменению теплового режима и динамики двигателя. Для того чтобы отдельные конструктивные элементы рабочих деталей двигателя могли удовлетворительно работать на смешанном топливе, необходимо стремиться к тому, чтобы скорость повышения давления в цилиндре в процессе сгорания, максимальное давление и температура, были такими же, как и при работе на жидком топливе.

Так как при нормальной работе двигателя на смешанном топливе расход запального жидкого топлива невелик, то характер изменения давления в цилиндре в процессе сгорания в основном будет зависеть от протекания горения газового заряда. В момент впрыска запального жидкого топлива весь газовый заряд уже находится в цилиндре (при высоком давлении и температуре), и процесс его сгорания практически не управляем. Требуемая скорость повышения давления в цилиндре в процессе сгорания может быть получена лишь соответствующим выбором состава газо-воздушной смеси (коэффициент избытка воздуха), угла предварения подачи запального жидкого топлива и характеристики дизельной топливной аппаратуры (насосы, форсунки).

Опыт перевода двигателей на смешанное топливо показывает, что выбор оптимальных значений указанных параметров в сильной степени зависит от характеристики рабочего процесса и конструктивных особенностей переводимого на газ двигателя. Для получения допустимых давлений сгорания при переходе с жидкого топлива на смешанное необходимо прежде всего установить оптимальный угол предварения впрыска жидкого топлива. При этом направление и величину изменения этого угла по сравнению с паспортным (на жидком топливе) выбирают исходя из анализа

скоростей сгорания и продолжительности периодов индукции до и после переоборудования двигателя.

При анализе причин, определяющих необходимые изменения угла предварения впрыска, нельзя забывать о характере подачи запального жидкого топлива в двигатель. На процесс сгорания существенно влияют характеристика топливной аппаратуры (включая взаимодействие всех её элементов) и число оборотов двигателя. В двигателе жидкого топлива время от момента впрыска топлива до конца его горения в цилиндре может быть разделено на два периода. Продолжительность первого из них  $\tau_1$ , называемого периодом индукции, определяется всем комплексом параметров, влияющих на термохимические процессы, предшествующие воспламенению топлива.

Продолжительность второго периода — видимого горения  $\tau_2$ , следующего за периодом индукции, определяется скоростью горения рабочей смеси. На длительность этого периода в двигателях жидкого топлива в значительной мере влияет характер подачи топлива, что и составляет одну из особенностей этих двигателей.

При переходе на смешанное топливо с сохранением  $p_c$  и  $T_c$  период индукции всегда возрастает, так как запальное жидкое топливо впрыскивают не в воздух, а в газо-воздушную смесь с пониженным содержанием кислорода. На запаздывание воспламенения оказывают влияние химический состав, температура и давление газо-воздушной смеси, качество распыливания и величина присадки, число оборотов двигателя, форма камеры сгорания, температура её стенок и ряд других факторов.

Опыт показывает, что при переводе на газ быстроходных дизелей угол предварения приходится несколько увеличивать, а при переводе тихоходных — уменьшать. Объяснением этого могут быть следующие соображения.

В тихоходном двигателе жидкого топлива сгорание происходит преимущественно в процессе подачи топлива в цилиндр, и скорость повышения давления определяется в основном темпом подачи топлива, а не возможной при данных условиях скоростью сгорания.

При переводе такого двигателя на смешанное топливо длительность периода горения  $\tau_2$ , как правило, резко сокращается, так как при этом она определяется лишь скоростью горения смеси, которая почти вся находится в цилиндре к началу горения. Период индукции  $\tau_1$  несколько увеличивается, однако это не оказывает существенного влияния и процесс сгорания заканчивается быстрее, чем при работе на жидком топливе. Поэтому для получения допустимых значений  $p_z$  угол предварения подачи запального жидкого топлива необходимо уменьшать.

В быстроходных дизелях большая часть приходящегося на цикл топлива поступает в цилиндр к началу горения. В этом случае процесс горения заканчивается значительно позже впрыска, и скорость повышения давления в цилиндре определяется ско-

ростью горения жидкого топлива. Если при переходе на смешанное топливо скорость сгорания уменьшится, то при одновременном возрастании периода индукции появится необходимость увеличивать угол предварения впрыска.

В случае, когда скорость сгорания рабочей смеси выше, чем при работе на жидком топливе, то возможны два случая в зависимости от того, что окажется решающим — увеличение скорости сгорания или же удлинение периода индукции; в первом случае предварение впрыска следует уменьшать, во втором — увеличивать.

Практически же требуемое изменение угла предварения подачи запального жидкого топлива определяется экспериментальным путём при наладочных испытаниях двигателя. При этом особое внимание следует обращать на работу топливной аппаратуры. Опыт показывает, что регулировкой давления распыливания (особенно при малых присадках жидкого топлива — 10—15%) можно существенно изменять максимальные давления в цилиндре. Изменяя качество распыливания жидкого топлива, можно влиять на число очагов воспламенения газо-воздушной смеси, период индукции введённой присадки и характер горения всего заряда. На экспериментальной установке ЦНИИ МПС с двигателем 1Ч  $\frac{14,5}{22}$  при

работе на смешанном топливе регулировкой давления распыливания топлива максимальное давление сгорания было изменено так, что эффект от этого оказался равноценным изменению угла предварения подачи присадки на 50%. Таким образом, правильный выбор давления распыливания при работе на смешанном топливе представляет большие возможности по обеспечению требуемого характера горения газо-воздушной смеси.

Как видно из приведённого выше краткого анализа некоторых особенностей сгорания смешанного топлива, для успешного перевода дизелей на работу по газо-жидкостному процессу должны быть известны не только основные термодинамические и конструктивные характеристики конвертируемого двигателя, но и такие параметры, как скорость горения и продолжительность периодов индукции до и после перехода на новое топливо.

Получение количественных зависимостей для определения этих параметров должно явиться задачей дальнейших исследований.

Отсутствие возможности предварительно и с требуемой точностью оценивать все указанные выше особенности процесса сгорания смешанного топлива при конвертировании двигателя приводит к тому, что основные показатели рабочего процесса переоборудованного двигателя оказываются в значительной степени зависимыми от качества проведения наладки, т. е. выбора таких параметров, как степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, угол предварения впрыска запального топлива, давление распыливания присадки запального жидкого топлива.



## 2. Основные параметры рабочей смеси при газо-жидкостном процессе

Рабочий заряд в двигателе внутреннего сгорания смешанного топлива состоит из газо-воздушной смеси, поступающей в цилиндр в процессе всасывания, и запальной присадки жидкого топлива, добавляемой в цилиндр в конце сжатия.

Теплотворность всасываемой газо-воздушной смеси определяется теплотворностью газа и коэффициентом избытка воздуха в процессе всасывания:

$$Q'_{см} = \frac{Q_2}{1 + \alpha_1 L_0} \text{ ккал/нм}^3.$$

Если обозначить через  $b$  количество жидкого топлива в килограммах, добавляемого в двигатель на  $1 \text{ нм}^3$  газа, то величина присадки жидкого топлива в процентах ко всему тепловому заряду составит

$$r = \frac{bQ_{жс} \cdot 100}{Q_2 + bQ_{жс}}, \quad (10)$$

где  $Q_{жс}$  — теплотворность жидкого топлива в ккал/кг;

$Q_2$  — теплотворность горючего газа в ккал/нм<sup>3</sup>.

Теплотворность рабочей смеси с учётом присадки жидкого топлива определяется соотношением

$$Q_{см} = \frac{Q_2 + bQ_{жс}}{1 + \alpha_{см}(L_0 + bV_0)} \text{ ккал/нм}^3, \quad (11)$$

где  $L_0$  и  $V_0$  — соответственно теоретически необходимые количества воздуха для сжигания  $1 \text{ нм}^3$  газа и  $1 \text{ кг}$  жидкого топлива;

$\alpha_{см}$  — общий коэффициент избытка воздуха на линии расширения.

Из формул (10) и (11) могут быть получены следующие расчётные зависимости для определения присадки жидкого топлива:

$$b = \frac{Q_{см}(1 + \alpha_{см}L_0) - Q_2}{Q_{жс} - Q_{см}\alpha_{см}V_0} \text{ кг/нм}^3 \quad (12)$$

и

$$b = \frac{Q_2 r}{Q_{жс}(100 - r)} \text{ кг/нм}^3. \quad (13)$$

Между коэффициентами избытка воздуха при всасывании  $\alpha_1$  и в процессе расширения  $\alpha_{см}$  существует следующая зависимость:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{см} L_0^{e/жс}}{L_0}, \quad (14)$$

где  $L_0^{e/жс}$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания  $1 \text{ нм}^3$  газа с присадкой жидкого топлива в кг;

$$L_0^{e/жс} = L_0 + bV_0 \text{ нм}^3/\text{нм}^3. \quad (15)$$

Коэффициент избытка воздуха в процессе всасывания определяется по расходу газа и воздуха двигателем из соотношения

$$\alpha_1 = \frac{W_g}{W_2 L_0}, \quad (16)$$

где  $W_g$  и  $W_2$  — соответственно расходы воздуха и газа двигателем в нм<sup>3</sup>.

Коэффициент избытка воздуха в конце сгорания может быть определён по химическому составу горючего газа и продуктов сгорания из следующего соотношения:

$$\alpha_{см} = \frac{N_2^{e,2} CO_2' - N_2 (CO_2^{e,2} + CO^{e,2})}{0,79 (CO_2^{e,2} + CO^{e,2}) L_0^{e/жс}}, \quad (17)$$

где  $N_2^{e,2}$ ,  $CO^{e,2}$  и  $CO_2^{e,2}$  — содержание азота, окиси углерода и углекислоты в выпускных газах в %;

$N_2$  — объёмная доля азота в генераторном газе;

$CO_2$  — количество углекислоты в нм<sup>3</sup>, получаемое при полном сгорании  $1 \text{ нм}^3$  газа с присадкой жидкого топлива

$$CO_2 = b \frac{C \cdot 22,4}{12} + CO + CH_4 + CO_2 + m C_m H_n,$$

где

$C$  — весовая доля углерода в жидком топливе;

$CO$ ;  $CH_4$ ;  $CO_2$ ;  $C_m H_n$  — состав генераторного газа в объёмных долях.

Если в процессе испытаний двигателя нельзя обеспечить точный химический анализ выпускных газов, то коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{см}$  можно определить по расходу воздуха, газа и жидкого топлива двигателем

$$\alpha_{см} = \frac{W_g}{L_0 W_2 + V_0 B}, \quad (18)$$

где  $W_g$ ,  $W_2$  и  $B$  — соответственно часовые расходы воздуха, газа в нм<sup>3</sup> и жидкого топлива в кг.

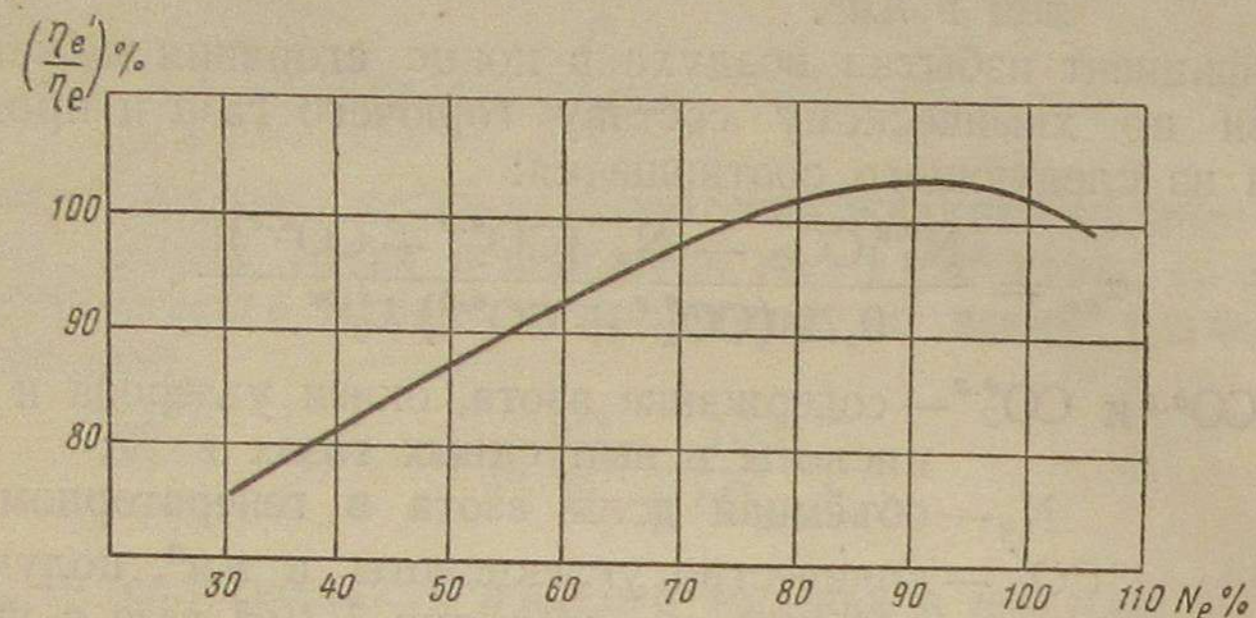
Формулы (10)—(18) могут быть использованы для определения расхода газа и жидкого топлива двигателем при расчёте системы регулирования для получения соответствующих показателей при проектировании перевода на газо-жидкостный процесс и при испытаниях.

## 3. Экономичность газо-жидкостного процесса

Обычно оценивают газо-жидкостный процесс как способ перевода двигателя с жидкого на газообразное топливо, при кото-

ром сохраняется высокая экономичность. Это утверждение справедливо лишь для нагрузок, близких к номинальной.

Если сравнивать к. п. д. двигателя до и после переоборудования при переменных нагрузках, то можно установить следующую зависимость. При повышенных нагрузках к. п. д. у двигателя смешанного топлива не меньше, а иногда даже и больше, чем у двигателя жидкого топлива. При снижении же нагрузки экономичность процесса смешанного топлива, как правило, падает более резко, чем у двигателя жидкого топлива.



Фиг. 4. Зависимость  $\left(\frac{\eta_e'}{\eta_e}\right)$  от  $N_e$ :

$\eta_e'$  — эффективный к. п. д. двигателя на смешанном топливе;  $\eta_e$  — эффективный к. п. д. двигателя на жидком топливе

Опыты, проведенные в ЦНИИ МПС на двигателях «Сайсакушо» — 300 л. с. и «Дейтц» — 11 л. с., показали почти одну и ту же закономерность изменения отношения  $\eta_e'$  к  $\eta_e$  при уменьшении нагрузки (фиг. 4). Причины уменьшения эффективного к. п. д. при пониженных нагрузках для процесса смешанного топлива можно объяснить следующим образом. Вначале бинарная смесь воспламеняется в очагах, создаваемых присадкой жидкого топлива, затем начинает гореть газо-воздушная смесь. Каждая частица распыленного жидкого топлива, сгорая в газо-воздушной смеси, поглощает из окружающей среды кислород и балластирует её продуктами сгорания. Тем самым вокруг каждой капельки горящего жидкого топлива образуется зона с пониженной концентрацией кислорода. Замедленное сгорание этой части рабочей смеси приводит к увеличению тепловых потерь. Можно предположить, что значительная часть рабочей смеси этой зоны, ядро которой составляет несгоревшее жидкое топливо, оказывается негорючей. Так как температура этой зоны высока, то газо-воздушная смесь, примыкающая к ней и имеющая горючую концентрацию (по содержанию кислорода), воспламеняется, а вся негорючая смесь оказывается за фронтом пламени.

Схематизируя процесс для рабочего цикла в целом, можно представить себе некоторый суммарный «обескислороженный» и забалластированный продуктами сгорания объём рабочей смеси, значительная часть которого и составляет основу потери с химическим недожогом. Высокая турбулентность процесса снижает действие этого фактора, но полностью устранить его влияние она, безусловно, не может.

При уменьшении нагрузки можно производить качественную и количественную регулировку. При качественном регулировании действие описанного фактора будет ослабляться увеличением коэффициента избытка воздуха так, что на падение экономичности решающим образом будет влиять ухудшение процесса сгорания обеднённой смеси.

При количественном регулировании действие «обескислороженного» объёма должно быть решающим, так как у двигателей смешанного топлива при малых нагрузках доля жидкого топлива возрастает (см. фиг. 7). Другим фактором, ухудшающим процесс сгорания при количественном регулировании, является увеличение в смеси содержания инертных газов, вызываемое повышением коэффициента остаточных газов при снижении коэффициента наполнения.

Действительный механизм сгорания бинарной смеси, несомненно, сложнее рассмотренной схемы, лишь качественно объясняющей явления и указывающей на вероятные причины падения экономичности двигателя смешанного топлива при пониженных нагрузках. Но пониженная экономичность газо-жидкостного процесса при малых и средних нагрузках двигателя является существенным недостатком данного способа перевода двигателей.

Уменьшение тепловых потерь может быть достигнуто лучшей организацией смесеобразования и аэродинамики газо-воздушной смеси в цилиндре (повышение степени турбулизации), правильным выбором состава газо-воздушной смеси в зависимости от нагрузки (смешанное регулирование) и уменьшением присадки жидкого топлива. Последнее мероприятие, естественно, представляет особый интерес, так как по степени снижения расхода жидкого топлива в основном определяется целесообразность перевода двигателя на смешанное топливо.

Высокая экономичность газо-жидкостного процесса при повышенных нагрузках двигателя, когда размер присадки жидкого топлива по отношению ко всему тепловому заряду мал, объясняется тем, что при работе на газе с малыми присадками жидкого топлива рабочий процесс двигателя приближается к циклу с изохорным подводом тепла, экономичность которого при одинаковой степени сжатия выше, чем у цикла с изобарным или смешанным подводом тепла.

В табл. 12 приведены ориентировочные значения эффективного к. п. д. двигателей внутреннего сгорания, работающих по газо-жидкостному процессу, и к. п. д. дизелей. Эти данные получены обобщением имеющегося экспериментального материала.

Таблица 12

Тип двигателя	Эффективный к. п. д. двигателей при цилиндровой мощности в л. с.				
	10	25	50	75	100 и более
Дизель . . . . .	28	30	32,5	34	35
Газовый с присадкой жидкого топлива . . . . .	27	29	31,5	33	34

#### 4. Расход жидкого топлива при газо-жидкостном процессе

Особый интерес представляет выявление возможностей сокращения расхода жидкого топлива при работе двигателя по газо-жидкостному процессу. При пониженных нагрузках двигателя тепловой заряд цилиндра может быть обеспечен одним газом, и подача жидкого топлива вызывается исключительно необходимостью зажигания газо-воздушной смеси. Вследствие такого специфического назначения жидкого топлива при газо-жидкостном процессе в некоторых работах по переводу двигателей на газ имеются указания на то, что при пониженных нагрузках размер присадки может быть сколько угодно мал. При этом не оговариваются состав газа и параметры двигателя: степень сжатия, число оборотов, характеристика топливной аппаратуры, форма камеры сгорания и т. д.

Рассмотрим процесс воспламенения смеси. Для того чтобы воспламенить газо-воздушную смесь, необходимо в некоторой точке камеры создать условия, требуемые для поддержания стабильного горения. Количество тепла, необходимое для создания такого очага, определяется не только характером впрыска запального жидкого топлива, но и скоростью его окисления в процессе воспламенения, а также составом газо-воздушной смеси и её физическими параметрами (в данной зоне). Большую роль при этом играет теплообмен между возникающим факелом и стенками камеры сгорания. Чем меньше этот теплообмен, тем быстрее в зоне возникающего очага поднимается температура и начинается процесс видимого горения рабочей смеси.

Состав генераторного газа и коэффициент избытка воздуха в цилиндре во многом определяют минимальный размер присадки запального жидкого топлива. Испытаниями<sup>1</sup>, проведёнными в ЦНИИ МПС, установлено, что при стационарном режиме работы двигателя  $14 \frac{14,5}{22}$  (при  $n = 500$  об/мин.) для обеспечения устой-

чивого воспламенения требовалась различная присадка жидкого топлива в зависимости от качества генераторного газа. В опытах, проведённых со специальной аппаратурой жидкого топлива при колебаниях теплотворности газа от 1100 до 700 ккал/м<sup>3</sup>, минимальная присадка, обеспечивающая устойчивое воспламенение, увеличивалась на 70%. Увеличение расхода жидкого топлива при этом не вызывалось недостатком теплового заряда газо-воздушной смеси, так как двигатель работал с прикрытым газовым дросселем. Минимальное значение присадки жидкого топлива, полученное в ЦНИИ МПС при переводе на смешанное топливо двигателя  $14 \frac{14,5}{22}$ , составило  $r = 4,7\%$ . Одна-

ко в отдельных случаях не представлялось возможным получить присадку менее 10–12%, хотя тепловой заряд цилиндра мог быть обеспечен одной газо-воздушной смесью с допустимыми значениями  $\alpha$ .

При переводе дизеля на газ без установки специальных топливных насосов пониженной производительности минимальное значение присадки, как правило, определяется характеристикой топливной аппаратуры. В таких случаях наименьшая рабочая производительность топливных насосов оказывается достаточной для воспламенения рабочей смеси в широком диапазоне изменения её состава. Минимальный расход жидкого топлива в этих случаях обычно оказывается равным 15–20% (по тепловому заряду).

В тех случаях, когда при переходе на смешанное топливо устанавливают топливные насосы пониженной производительности, следует учитывать упомянутую зависимость минимальной присадки от физико-химических параметров смеси и от характеристики двигателя.

Отмеченные выше опыты показывают, что качество газа во многом определяет возможность сокращения расхода жидкого топлива при газо-жидкостном процессе. Следует указать, что до настоящего времени неизвестно ни одной специальной работы, посвящённой исследованию факторов, влияющих на процесс воспламенения газо-воздушной смеси в двигателях смешанного топлива. Такая работа не только позволила бы определить оптимальные параметры очага воспламенения в цилиндре, но и дала бы возможность подобрать наиболее выгодную форму камеры сгорания в двигателях смешанного топлива, а также установить своеобразные технические условия на наиболее выгодный состав генераторного газа для газовых двигателей.

При повышенных нагрузках жидкое топливо применяется не только в качестве запального, но и для увеличения мощности двигателя.

Оценка величины необходимой присадки жидкого топлива по условиям получения требуемой мощности двигателя может быть сделана на основании следующих соображений. Мощность дви-

<sup>1</sup> В работе принимали участие канд. техн. наук М. Г. Маханько, техники А. А. Шлянин, Т. М. Дубинкина, механики А. В. Игнатов, Б. Г. Зарубин.

гателя, как известно, зависит от величины вводимого в цилиндр теплового заряда и степени его использования:

$$N_e = kV_h Q_{см} \eta_v \eta_e n \text{ л. с.}, \quad (19)$$

где  $V_h$  — рабочий объём цилиндра;  
 $Q_{см}$  — теплотворность горючей газо-жидкостной смеси;  
 $\eta_v$  — коэффициент наполнения цилиндра;  
 $\eta_e$  — эффективный к. п. д. двигателя;  
 $n$  — число оборотов двигателя в минуту;  
 $k$  — коэффициент пропорциональности.

При неизменных коэффициентах и числе оборотов мощность, как видно из уравнения (19), зависит только от теплотворности смеси. Вопрос о сохранении мощности при переводе дизеля на смешанное топливо сводится в этом случае к сохранению величины  $Q_{см}$ , представляющей собой тепловой заряд, отнесённый к единице объёма горючей смеси.

Теплотворность горючей смеси зависит от химического состава газа и жидкого топлива, величины присадки и коэффициента избытка воздуха.

В табл. 13 приведены результаты расчётов по формуле (11) теплотворности газо-жидкостной смеси, состоящей из генератор-

Таблица 13

Величина присадки жидкого топлива в % ко всему заряду	Коэффициент избытка воздуха смеси $\alpha_{см}$											Присадка жидкого топлива в ккал/нм <sup>3</sup> газа	Теоретически необходимое количество воздуха в нм <sup>3</sup> /нм <sup>3</sup> газа
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0		
0	600	570	545	521	500	480	461	444	428	413	400	—	1,0
5	610	580	553	528	506	485	465	448	432	417	403	63,2	1,068
10	621	590	561	534	512	490	470	452	435	420	405	133,5	1,144
15	632	600	570	543	519	496	475	457	440	423	408	212,0	1,229
20	644	610	579	551	525	502	480	460	443	427	410	300,0	1,323
25	657	620	588	560	532	508	486	466	447	430	414	400,0	1,431
30	670	632	597	568	538	514	491	470	450	434	417	514,0	1,554
35	684	643	608	576	546	520	497	475	455	437	420	645,0	1,696
40	697	655	617	585	554	526	502	480	460	440	423	800,0	1,863
Жидкое топливо без газа	927	842	772	717	661	617	579	545	515	488	463	—	11,0
Уменьшение $Q$ смеси при переходе на чистый газ в %	35,3	32,3	29,4	27,3	24,3	22,2	20,4	18,5	16,9	15,4	13,6	—	—

ного газа с  $Q_2 = 1200$  ккал/нм<sup>3</sup> и дизельного топлива с  $Q_{ж} = 10140$  ккал/кг.

С увеличением присадки и уменьшением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  теплотворность смеси  $Q_{см}$  растёт, причём влияние присадки на теплотворность смеси с понижением  $\alpha$  несколько повышается. Так как экономичность двигателей смешанного топлива при работе с малыми присадками (до 25—30% теплового заряда) не ниже, чем на одном жидком топливе, то приведённые расчёты дают возможность судить об уменьшении мощности у переведённого на газ двигателя при заданной минимальной присадке, а также определить величину необходимой присадки для получения требуемой мощности. Изменяя присадку и коэффициент избытка воздуха, можно получать различную теплотворность горючей смеси. Однако не всякий состав смеси может обеспечить нормальную работу двигателя.

Высокая степень сжатия, а следовательно, и давление конца сжатия, остающиеся практически неизменными при переводе дизелей на смешанное топливо, определяют минимально допустимый коэффициент избытка воздуха при всасывании. Величина же этого коэффициента органически связана с долей тепла, вводимого в конце хода сжатия.

Хорошо проверенных опытных данных о величине допустимого минимального значения коэффициента избытка воздуха в процессе всасывания, обеспечивающего устойчивую работу двигателя, в литературе нет. Минимально допустимое значение коэффициента избытка воздуха во всасываемой газо-воздушной смеси  $\alpha_1$  при работе двигателя высокого сжатия определяется не только степенью сжатия, но и способом регулирования.

Избежать преждевременных вспышек газо-воздушной смеси с малым  $\alpha_1$  возможно при регулировании двигателя наполнением и при малых размерах цилиндра двигателя (когда удельная поверхность стенок камеры сжатия по отношению к её объёму велика).

Так, например, двигатель экспериментальной установки ЦНИИ с размерами цилиндра  $\frac{14,5}{22}$  и степенью сжатия  $\epsilon = 14$  работал на газе с электрическим зажиганием при  $\alpha_1 = 1,2$  без преждевременных вспышек и детонации. При резком повышении содержания водорода в газе, что достигалось сильным увлажнением воздуха, поступающего в газогенератор, в двигателе возникла детонация (с сильным дымлением).

Независимо от соображений, касающихся устранения преждевременных вспышек и детонации, пределы уменьшения коэффициента  $\alpha_1$  ограничиваются максимально допустимыми значениями  $p_2$  вследствие приближения рабочего процесса двигателя к циклу со сгоранием при постоянном объёме.

Для стационарных тихоходных двигателей можно ориентировочно считать минимально допустимым значением  $\alpha_1 = 1,35 \div 1,4$ .

Этим определяется доля теплового заряда, вносимого в цилиндр двигателя газом, что в свою очередь определяет присадку жидкого топлива, необходимую для обеспечения двигателем заданной мощности.

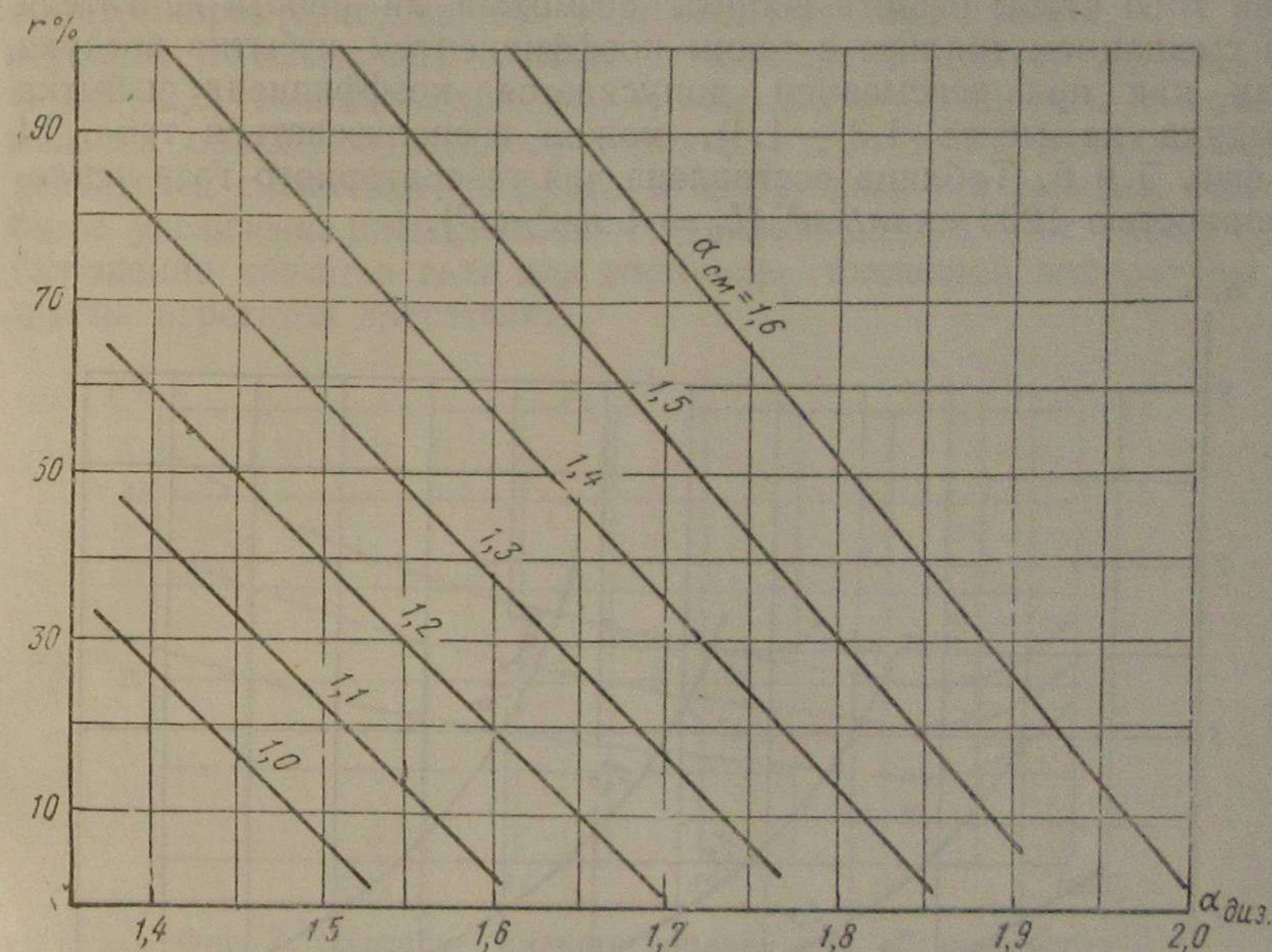
При переходе на газообразное топливо очень часто является обязательным условие сохранения двигателем номинальной мощности. Если при переводе на газ двигателя экономичность его не изменяется, то величина необходимой присадки жидкого топлива может быть определена при помощи табл. 14. Дополнительно необходимо знать лишь коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{диз}$ , с которым работал двигатель при номинальной мощности на жидком топливе.

Таблица 14

Теплотворность смеси в ккал/м <sup>3</sup>	$\alpha_{диз}$	Показатели	Значения $b$ , $r$ и $\alpha_1$ при коэффициенте избытка воздуха смеси $\alpha_{см}$						
			1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
661	1,4	$b$	0,0426	0,0863	0,1724	0,4260	—	—	—
		$r$	26,8	42,3	59,4	78,4	100	100	100
		$\alpha_1$	1,47	2,145	3,48	7,38	—	—	—
617	1,5	$b$	0,0100	0,0358	0,0780	0,1594	0,4000	—	—
		$r$	7,8	23,3	39,8	57,5	77,2	100	100
		$\alpha_1$	1,11	1,53	2,23	3,58	7,55	—	—
580	1,6	$b$	—	0,0029	0,0294	0,0681	0,1473	0,3840	—
		$r$	—	2,36	20,0	36,7	56,5	76,5	100
		$\alpha_1$	—	1,135	1,51	2,27	2,57	7,83	—
545	1,7	$b$	—	0,000	0,000	0,0229	0,0607	0,1360	0,3570
		$r$	—	—	0,00	16,3	34,1	53,6	75,2
		$\alpha_1$	—	—	1,2	1,63	2,41	3,74	7,87
515	1,8	$b$	—	—	—	—	0,0211	0,0530	0,1230
		$r$	—	—	—	—	15,2	31,0	51,7
		$\alpha_1$	—	—	—	—	1,725	2,38	3,77
488	1,9	$b$	—	—	—	—	—	0,0093	0,0435
		$r$	—	—	—	—	—	7,35	27,0
		$\alpha_1$	—	—	—	—	—	1,65	2,36
463	2,0	$b$	—	—	—	—	—	—	0,0024
		$r$	—	—	—	—	—	—	2,0
		$\alpha_1$	—	—	—	—	—	—	1,64

Из табл. 14 видно, что с увеличением коэффициента избытка воздуха у двигателя при работе на жидком топливе уменьшается потребная присадка жидкого топлива при переводе двигателя на газ с сохранением его мощности. Следовательно, степень форси-

ровки переводимого на газ двигателя по коэффициенту избытка воздуха является фактором, который определяет расход жидкого топлива при работе двигателя по газо-жидкостному процессу. Поэтому при решении вопроса о целесообразности перевода двигателя на смешанное топливо и определении возможной экономии жидкого топлива необходимо знать характеристику рабочего процесса данного двигателя.



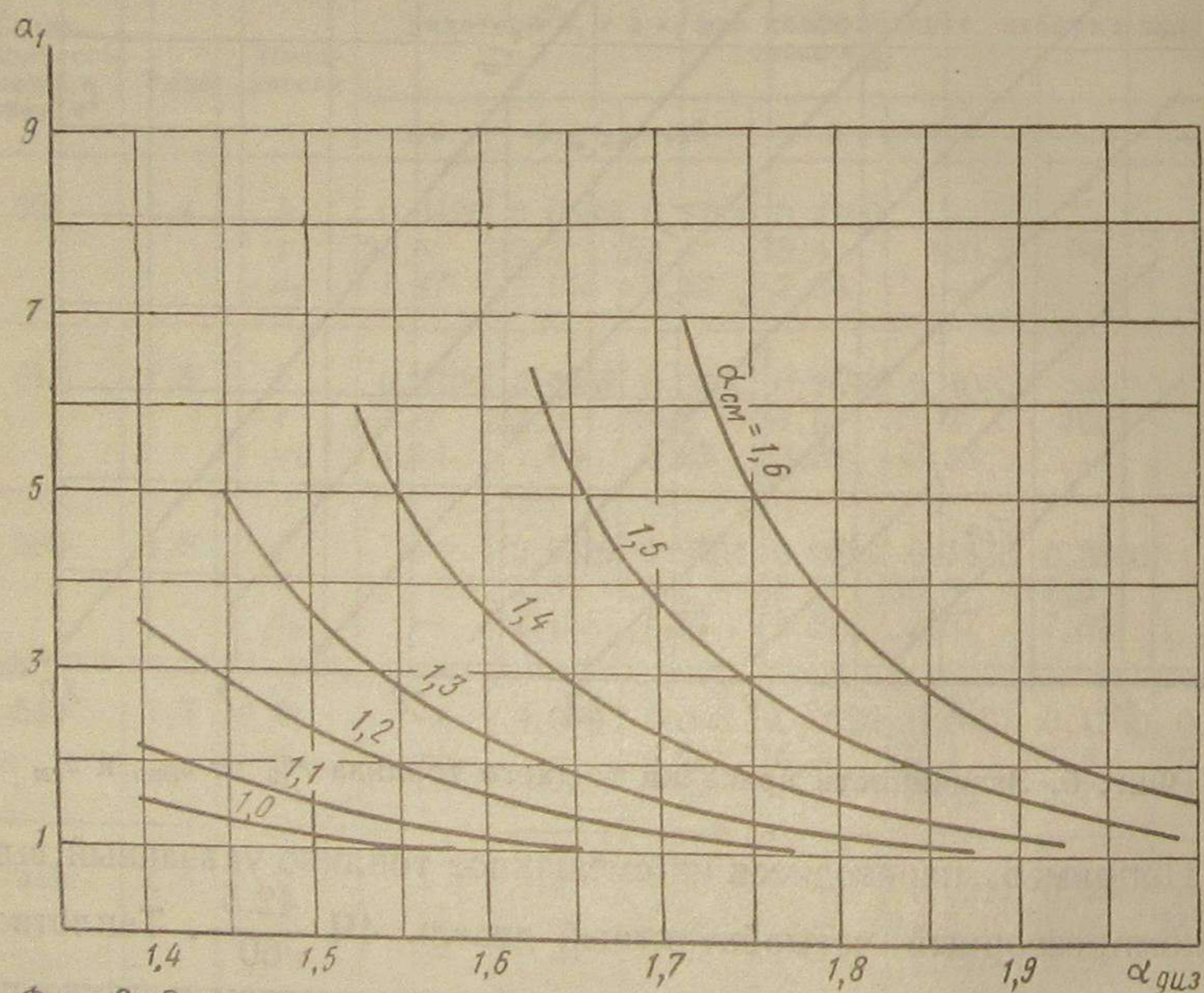
Фиг. 5. Зависимость присадки жидкого топлива  $r\%$  от  $\alpha_{диз}$  и  $\alpha_{см}$

Например, переводится на смешанное топливо указанный выше бескомпрессорный четырёхтактный дизель  $4Ч \frac{42,5}{60}$ . Теплотворность горючей смеси у данного двигателя на жидком топливе при номинальной нагрузке  $440 \text{ ккал/нм}^3$ . Из табл. 13 видно, что теплотворность смеси  $Q_{см} = 440 \text{ ккал/нм}^3$  при работе на генераторном газе  $Q_г = 1200 \text{ ккал/нм}^3$  вполне обеспечивается без присадки жидкого топлива при  $\alpha = 1,7$ . Следовательно, при переводе такого двигателя на смешанное топливо без снижения степени сжатия номинальную мощность можно будет получить при минимально необходимых для создания очага воспламенения присадках жидкого топлива.

Рассмотрим в качестве другого примера двигатель  $4Ч \frac{10,5}{13}$ . Этот двигатель работает, как указывалось выше, при  $\alpha = 1,6$ ,

имея на жидком топливе теплотворность горючей смеси  $580 \text{ ккал/м}^3$ . Теплотворность газо-воздушной смеси из генераторного газа при  $Q_2 = 1200 \text{ ккал/нм}^3$  и  $\alpha = 1,6$  равна  $448 \text{ ккал/нм}^3$ .

Следовательно, для обеспечения номинальной мощности без снижения коэффициента избытка воздуха одной газо-воздушной смеси недостаточно. Для получения  $Q_{см} = 580 \text{ ккал/нм}^3$  даже при  $\alpha_{см} = 1,1$  необходима присадка жидкого топлива около 5%. Для того чтобы решить вопрос, возможна ли работа двигателя на смешанном топливе с таким коэффициентом избытка воздуха (так как при всасывании допускается коэффициент избытка воздуха не менее 1,3—1,4), можно воспользоваться табл. 14 и фиг. 5 и 6. Таблица составлена для генераторного газа теплотворностью  $1200 \text{ ккал/нм}^3$  ( $L_0 = 1 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ ).

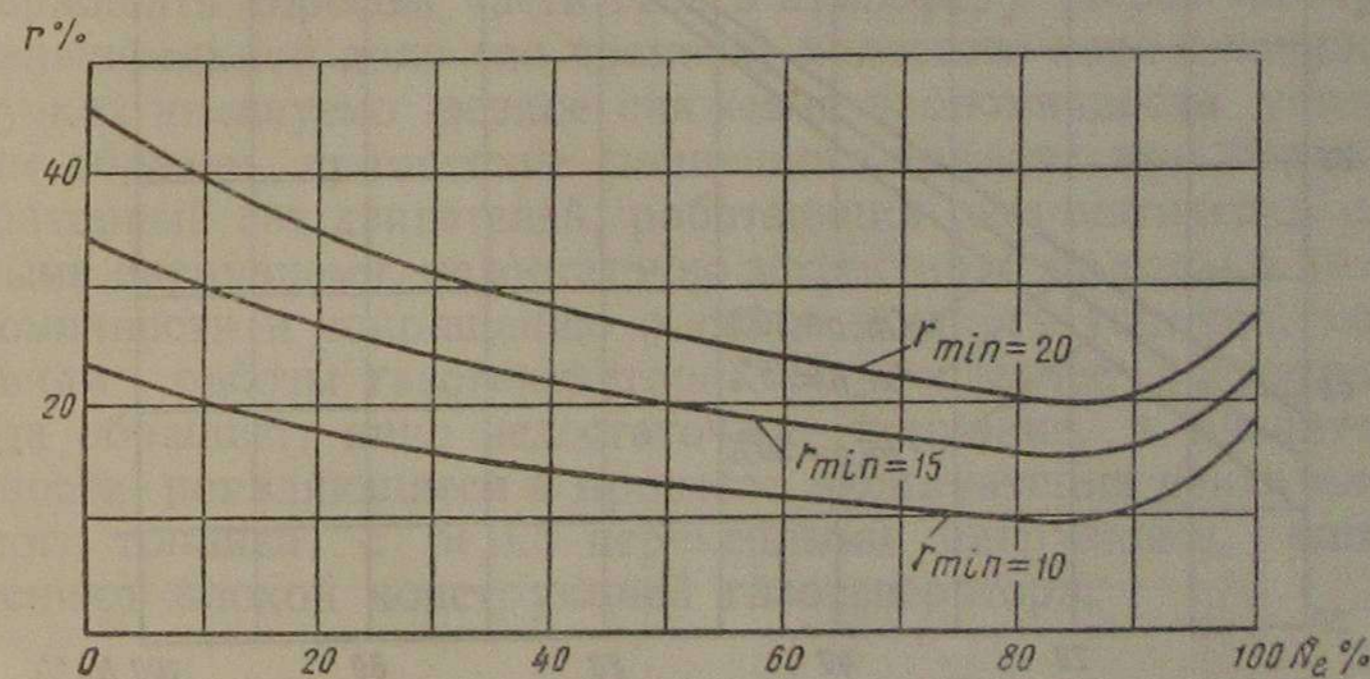


Фиг. 6. Зависимость коэффициента избытка воздуха газо-воздушной смеси  $\alpha_1$  от  $\alpha_{диз}$  и  $\alpha_{см}$

Из табл. 14 видно, что при работе двигателя на смешанном топливе с  $\alpha_{диз} = 1,6$  (теплотворность заряда на одном жидком топливе  $Q_{см} = 580 \text{ ккал/нм}^3$ ) в случае присадки 20% жидкого топлива и при коэффициенте избытка воздуха смеси  $\alpha_{см} = 1,2$  коэффициент избытка воздуха в процессе всасывания  $\alpha_1 = 1,51$ , что вполне допустимо. Снизить дополнительно коэффициент избытка воздуха при всасывании для того, чтобы ввести больший тепловой заряд с газом, нельзя, так как при этом общий коэффициент избытка воздуха  $\alpha_{см}$  станет меньше 1,2, что недопустимо

при такой сравнительно большой присадке жидкого топлива. Следует иметь в виду, что при переводе двигателей на смешанное топливо необходимо с увеличением присадки жидкого топлива увеличивать коэффициент избытка воздуха горючей смеси  $\alpha_{см}$ .

Приведённые примеры поясняют методику предварительного определения расхода жидкого топлива двигателем смешанного топлива и показывают зависимость результатов перевода двигателя от его характеристики. Из этих расчётов также видно, что при переводе на смешанное топливо стационарных двигателей ( $\alpha_{диз} = 1,6 \div 2,0$ ) можно сохранить номинальную мощность с максимальной присадкой жидкого топлива в 25—30%. Эксплуатация двигателей смешанного топлива подтверждает эти выводы. Некоторое увеличение расхода жидкого топлива иногда имеет место при ухудшении качества газа или состояния топливной аппаратуры и других агрегатов двигателя.

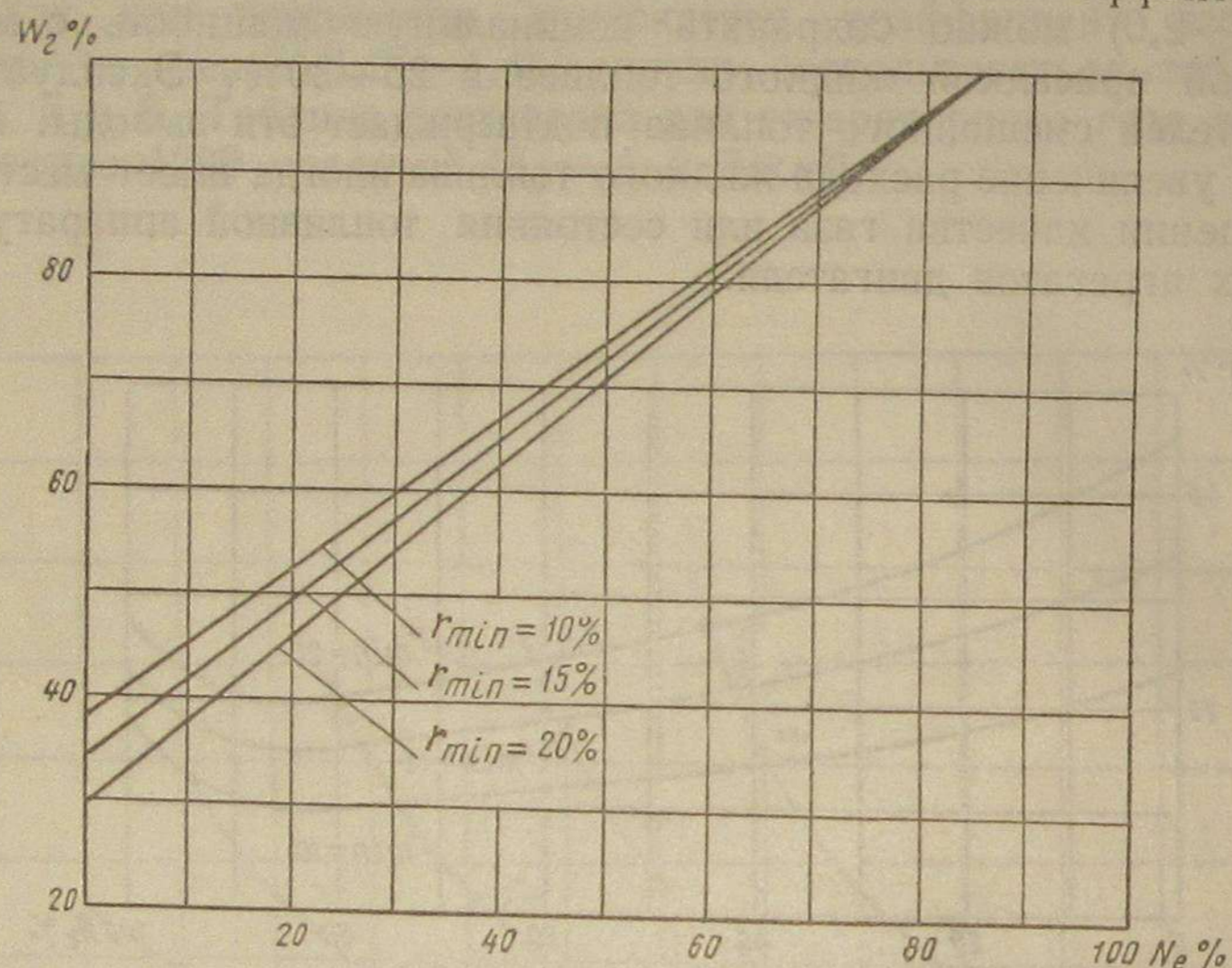


Фиг. 7. Присадка жидкого топлива  $r\%$  в зависимости от нагрузки двигателя

В эксплуатационных условиях при износе плунжерных пар минимальная рабочая производительность топливных насосов составляет примерно 15—20% номинальной. Сохранение же основной топливной аппаратуры на двигателе весьма желательно, так как при этом двигатель получает возможность развивать паспортную мощность при работе на одном жидком топливе. Таким образом, при переводе дизелей на смешанное топливо без установки новых топливных насосов нельзя рассчитывать на получение присадок жидкого топлива менее 15%. Но, как уже отмечалось выше, размер присадки жидкого топлива имеет такие минимальные значения лишь при условии, когда в процессе всасывания в цилиндр вносится с газом максимальный тепловой заряд. Для двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе при  $\alpha_{диз} = 1,8 \div 2,0$ , в случае перехода на генераторный газ теплотворностью около  $1100—1200 \text{ ккал/нм}^3$  минимальная присадка будет соответствовать мощности 85—100% от номинальной. Если

нагрузка у двигателя будет менее оптимальной, то возрастёт составляющая жидкого топлива в топливном балансе двигателя, так как размер минимальной подачи топливных насосов (запальное топливо) с уменьшением нагрузки остаётся постоянным, а потребление газа двигателем уменьшается.

На фиг. 7 показано, как изменяется доля жидкого топлива в тепловом заряде двигателя в зависимости от нагрузки для четырёх значений минимальных присадок. Из графика видно, что двигатель смешанного топлива может обеспечить эффективную



Фиг. 8. Зависимость производительности  $W_2$  % газогенератора от нагрузки двигателя и минимальной присадки жидкого топлива  $r_{min}$

экономии жидкого топлива лишь при работе с повышенными нагрузками. Таким образом получается весьма нежелательная закономерность: чем меньше нагрузка у двигателя, тем больше удельный расход жидкого топлива. И если по этой закономерности эффективность перевода на смешанное топливо дизелей, работающих, как правило, с повышенными нагрузками (судовые газомоторы), не снижается, то для двигателей транспортного типа, таких, как автомобильный и тепловозный, большой удельный расход жидкого топлива при малых нагрузках ограничивает использование указанной схемы газификации двигателей. При длительной работе двигателя на холостом ходу и с минимальными нагрузками расход жидкого топлива может быть столь значителен, что общий экономический эффект от перевода двигателя на газ будет весьма мал. В этом второй основной недостаток обычной схемы смешанного топлива (в дополнение к низкой экономичности при пониженных нагрузках — см. стр. 30—31).

Следующим, весьма существенным недостатком такого способа перевода дизелей на генераторный газ является широкий диапазон изменения форсировки газогенератора при колебаниях нагрузки двигателя от холостого хода до номинальной. На фиг. 8 дана зависимость производительности газогенератора от нагрузки двигателя и минимальной присадки жидкого топлива (условно принято постоянное качество газа). Так как при работе двигателя на холостом ходу общий размер теплового заряда, вносимого в цилиндр, составляет около 40—50% номинального, то в этом случае для минимальной присадки жидкого топлива в 15—20% потребление газа двигателем существенно сокращается.

Газогенератор в эксплуатационных условиях при таком изменении производительности не может обеспечивать приемлемое качество газа и нормальная работа двигателя нарушается. Если в таких случаях минимальную рабочую форсировку газогенератора поддерживать сбросом части газа в атмосферу (через «свечу»), то при значительной доле (по времени) холостого хода и пониженных нагрузках неминуемо резкое снижение экономичности установки. Таким образом, применение смешанного топлива при переводе на генераторный газ двигателей, работающих систематически с переменными нагрузками, недостаточно эффективно не только по общей экономичности и сокращению расхода жидкого топлива, но и по условиям работы газогенератора. На последнее обстоятельство иногда обращают явно недостаточное внимание, и значительные трудности, появляющиеся в процессе эксплуатации двигателя смешанного топлива с резко переменными нагрузками, ошибочно объясняют плохой конструкцией газогенератора.

### 5. Результаты экспериментального исследования двигателя смешанного топлива

Изложенный выше анализ некоторых особенностей газо-жидкостного процесса подтверждается результатами проведённых отделением энергетики ЦНИИ МПС испытаний<sup>1</sup> четырёхтактного шестицилиндрового двигателя мощностью 300 л. с. при работе на жидком и смешанном топливе.

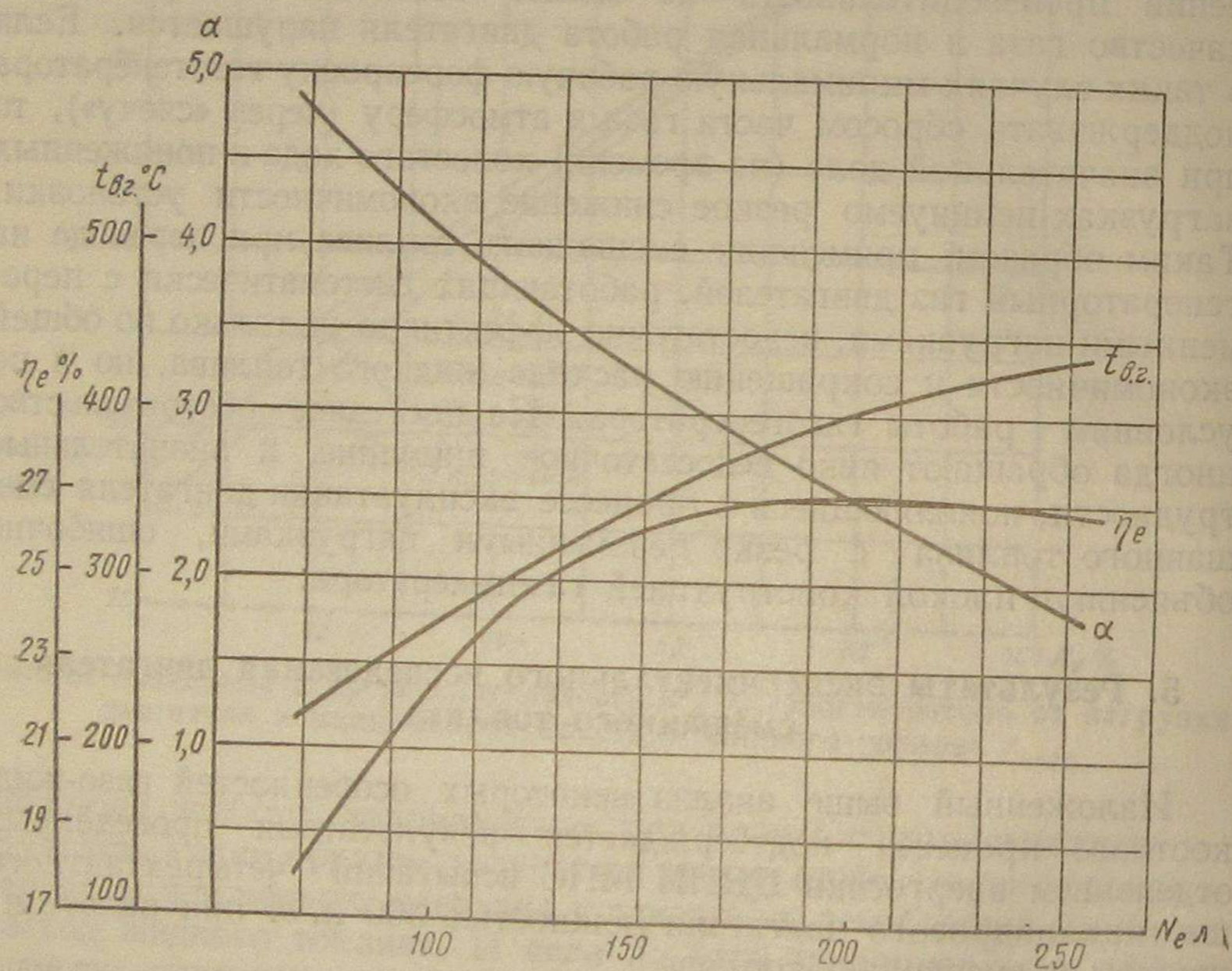
Испытанный двигатель 6Ч  $\frac{26}{38}$  имел следующую характеристику (на жидком топливе):

Диаметр цилиндра $D$ . . . . .	260 мм
Ход поршня $S$ . . . . .	380 »
Число оборотов $n$ вала в минуту . . . . .	428
Степень сжатия $\epsilon$ . . . . .	13,7
Давление сгорания $p_z$ . . . . .	44 кг/см <sup>2</sup>

<sup>1</sup> В работе принимали участие канд. техн. наук Н. А. Фурьянский, Б. М. Черномордик, М. Г. Маханько, инж. И. А. Пономарёв и И. М. Затучный, техник Т. М. Дубинкина.

Угол предварения впрыска  
топлива  $\varphi$  . . . . . 4—9° (для работы  
на жидком топливе)  
Распыливание топлива . . . . . бескомпрессорное, с не-  
посредственным  
впрыском

Результаты испытаний двигателя при работе на одном жидком топливе представлены в табл. 15 и на фиг. 9 и 10. Наибольший интерес для оценки результатов испытаний двигателя на смешанном топливе представляют полученные значения расходов жидкого топлива и коэффициентов избытка воздуха. Минимальное значение коэффициента избытка воздуха при испытаниях составляло 1,72, при этом двигатель работал с пониженной нагрузкой.



Фиг. 9. Результаты испытаний двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») на жидком топливе:

$t_{гг}$  — температура выпускных газов;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха;  
 $\eta_e$  — эффективный к. п. д.

Следует отметить, что по техническим условиям (реставрация коленчатого вала) нагрузка двигателя более 85% не допускалась. Если пересчитать полученный при испытаниях минимальный коэффициент избытка воздуха на номинальную паспортную мощность, получим  $\alpha = 1,65$ . Это указывает на сравнительно высокую форсировку данного двигателя. Для сохранения номинальной мощности при

работе на газе с теплотворностью около 1000—1100 ккал/нм<sup>3</sup> присадка жидкого топлива должна составить около 25—30%. Пониженная экономичность двигателя при работе на жидком топливе объясняется неудовлетворительным состоянием его, так как он испытывался в последние дни работы перед капитальным ремонтом.

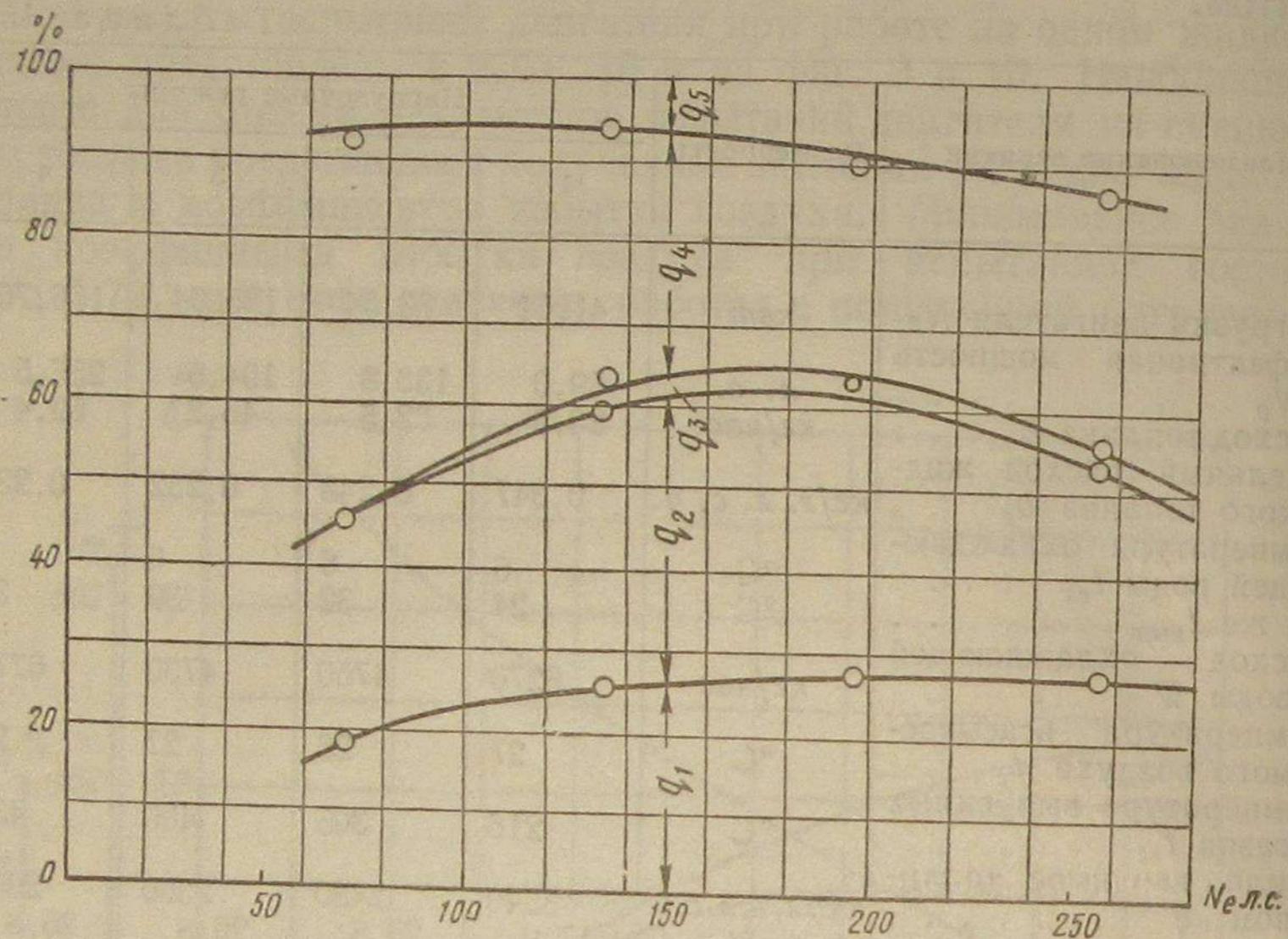
Таблица 15

Наименование величин	Размерность	Нагрузочные режимы			
		1	2	3	4
Нагрузка двигателя $N_э$	квт	41,61	83,54	125,04	166,76
Эффективная мощность $N_e$	л. с.	69,0	133,8	194,5	255,5
Расход топлива $B$	кг/час	23,9	32,5	45,2	59,4
Удельный расход жидкого топлива $b_e$	кг/э. л. с. ч.	0,347	0,243	0,232	0,232
Температура охлаждающей воды $t_{ох}$	°С	6	6	6	6
То же $t_{вых}$	°С	24	32	39	39
Расход охлаждающей воды $W$	кг/час	6270	4760	4730	6770
Температура всасываемого воздуха $t_в$	°С	27	26	27	28
Температура выпускных газов $t_{гг}$	°С	216	305	400	433
Тепло, вводимое топливом, $q$	ккал/э. л. с. ч.	3540	2480	2360	2360
Эффективный к. п. д. $\eta_e$	%	17,9	25,5	26,8	26,8
Потери тепла с выпускными газами $q_3$	ккал/э. л. с. ч.	988	813	810	618
То же от химического недожога $q_3$	%	27,9	32,8	34,4	26,2
То же от химического недожога $q_3$	ккал/э. л. с. ч.	0,0	124	13,0	49,5
То же с охлаждающей водой $q_4$	%	0	5	0,55	2,1
То же с охлаждающей водой $q_4$	ккал/э. л. с. ч.	1640	820	658	740
Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{см}$	%	46,3	33,0	27,9	31,3
Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{см}$	—	4,85	3,28	2,61	1,72

Испытания двигателя на смешанном топливе были проведены: 1) с фирменной топливной аппаратурой и 2) с топливными насосами меньшей производительности. Основные результаты наблюдений и обработки опытных данных испытаний на смешанном топливе с фирменной топливной аппаратурой представлены в табл. 16 и на фиг. 11—13. Минимальная часовая производительность топливных насосов, полученная при испытаниях, составляла 13,6 кг/час. При нагрузке двигателя 257 л. с. присадка жидкого топлива была равна 27%. При этом теплотворность генераторного газа составляла 900—1000 ккал/нм<sup>3</sup>.



Проведённый выше теоретический анализ возможностей сокращения расхода жидкого топлива при переводе двигателя на работу по газо-жидкостному процессу показывает, что для данного двигателя при имевшей место нагрузке и теплотворности газа получить присадку менее 20 — 25% затруднительно. Дальнейшему умень-



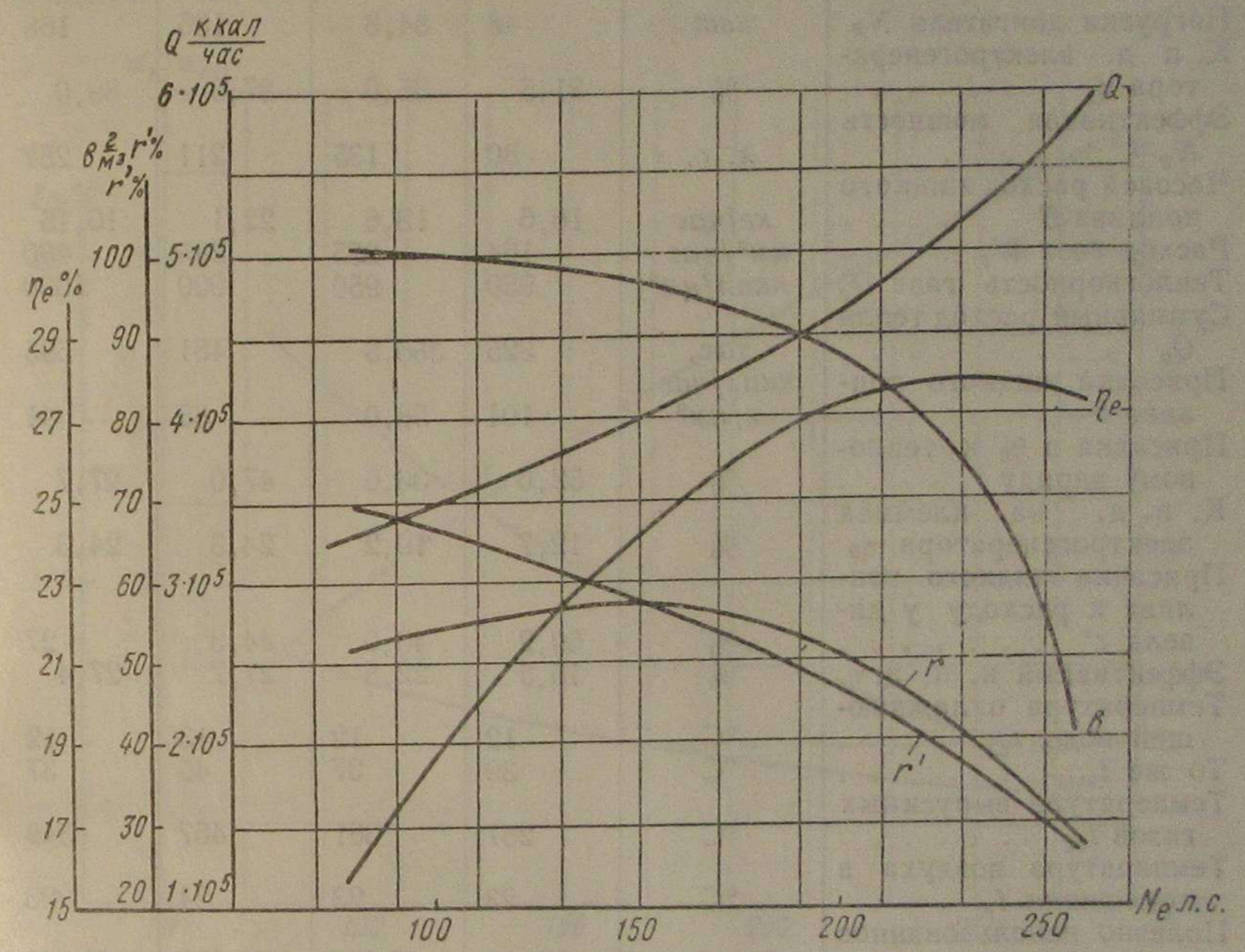
Фиг. 10. Тепловой баланс двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») при работе на жидком топливе:  
 $q_1$  — полезно использованное тепло;  $q_2$  — потери тепла с выпускными газами;  $q_3$  — потери от химического недожога;  $q_4$  — потери тепла с охлаждающей водой;  $q_5$  — прочие тепловые потери

шению присадки может препятствовать жёсткая работа двигателя при уменьшении коэффициента избытка воздуха во всасываемой газо-воздушной смеси. Несколько повышенная присадка жидкого топлива объясняется отмеченным выше состоянием двигателя (включая топливную аппаратуру). Результаты испытаний показывают, что экономичность двигателя при работе на смешанном топливе с нагрузками, близкими к номинальной, не ниже, чем при работе на одном жидком топливе.

При работе на жидком топливе с нагрузкой около 167 квт эффективный к. п. д. двигателя составлял 26,8%; при работе на смешанном топливе и нагрузке 168 квт эффективный к. п. д. был равен 27,4%.

Более резко, чем при работе на жидком топливе, снижается экономичность двигателя при уменьшении нагрузки. Отмеченное выше ухудшение процесса сгорания при газо-жидкостном процессе подтверждается экспериментом.

Сравнение данных, приведённых в табл. 15 и 16, показывает, что характер изменения отдельных составляющих теплового баланса при работе на смешанном топливе несколько иной, чем на одном жидком топливе. С увеличением нагрузки двигателя доля тепла, теряемая с выпускными газами, не убывает, как при



Фиг. 11. Результаты испытаний двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») на смешанном топливе:  
 $Q$  — расход тепла в ккал/час;  $v$  — расход жидкого топлива в  $\text{г/мм}^3$  газа;  $r$  — присадка в % к тепловому заряду;  $r'$  — присадка в % к расходу дизеля;  $\eta_e$  — эффективный к. п. д.

работе на жидком топливе, а возрастает. Максимальный процент этой составляющей теплового баланса достигает 37 всего вводимого в двигатель тепла. Изменяется также зависимость потерь от химического недожога с изменением нагрузки. При работе на жидком топливе химический недожог с ростом нагрузки двигателя увеличивается. При работе двигателя на смешанном топливе химический недожог с увеличением нагрузки уменьшается, так как уменьшается удельная величина присадки жидкого топлива и, следовательно, улучшается процесс сгорания газо-воздушной смеси и запального жидкого топлива.

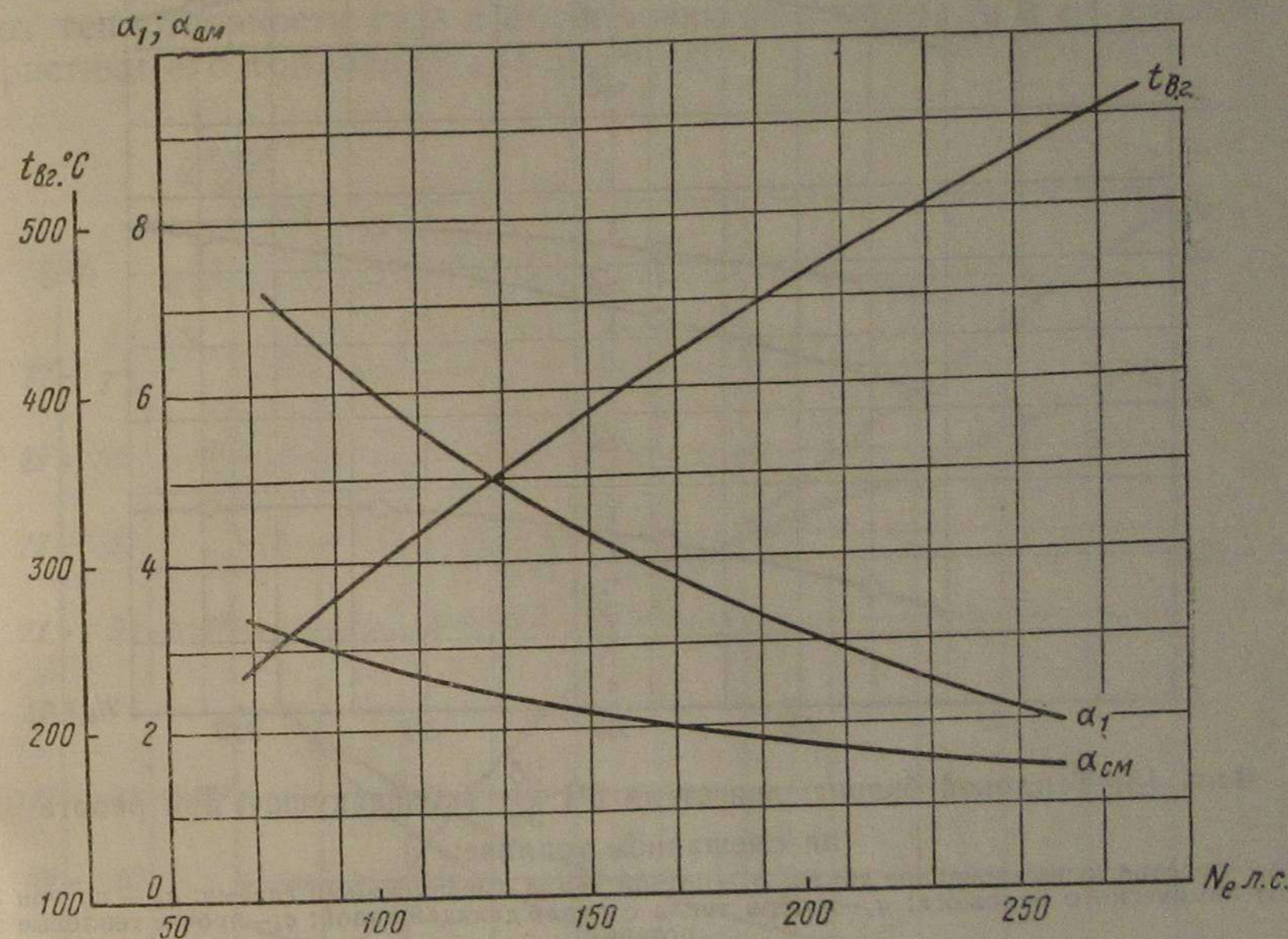
Весьма характерными для газо-жидкостного процесса являются значения коэффициентов избытка воздуха в процессах всасывания и расширения, приведённые на фиг. 12.

Таблица 16

Измеряемые и определяемые величины	Размерность	Нагрузочные режимы			
		1	2	3	4
Нагрузка двигателя $N_e$	квт	48	84,8	136	168
К. п. д. электрогенератора $\eta_2$	%	81,5	85,0	87,5	89,0
Эффективная мощность $N_e$	л. с.	80	135	211	257
Часовой расход жидкого топлива $B$	кг/час	16,6	13,6	22,1	16,15
Расход газа $W_2$	нм <sup>3</sup> /час	164	255	285	430
Теплотворность газа $Q_2$	ккал/нм <sup>3</sup>	950	950	900	1000
Суммарный расход тепла $Q_0$	тыс. ккал/час	325	380,5	481	595
Присадка жидкого топлива $b$	г/нм <sup>3</sup>	101	58,0	85	41
Присадка в % к тепловому заряду $r$	%	52,0	36,6	47,0	27,7
К. п. д. на клеммах электрогенератора $\eta_э$	%	12,7	19,2	24,3	24,3
Присадка жидкого топлива к расходу у дизеля $r'$	%	69,2	40,0	44,3	27
Эффективный к. п. д. $\eta_e$	%	15,5	22,5	27,7	27,4
Температура охлаждающей воды $t_{ex}$	°C	12	12	13	12
То же $t_{вых}$	°C	39	37	45	37
Температура выпускных газов $t_{гг}$	°C	257	361	467	549
Температура воздуха в помещении $t_в$	°C	23	23	24	23
Полезно использованное тепло $Q_1$	ккал/час	50 500	85 400	133 300	162 500
	%	15,5	22,5	27,7	27,4
Потери тепла с выпускными газами $Q_2$	ккал/час	95 000	115 000	149 000	220 000
	%	29,2	30,3	31,0	37,0
Потери от химического недожога $Q_3$	ккал/час	37 700	30 500	30 100	—
	%	11,6	8,02	6,25	—
Потери с охлаждающей водой $Q_4$	ккал/час	111 000	141 000	163 000	181 000
	%	34,1	37,1	33,9	30,0
Прочие тепловые потери $Q_5$	ккал/час	30 800	8 370	5 550	31 500
	%	9,6	2,02	1,15	5,2
Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{см}$	—	3,1	2,33	1,68	1,38

Как видно из табл. 16, нагрузке в 257 л. с. соответствовало значение  $\alpha_{см} = 1,38$ . При такой же нагрузке на жидком топливе коэффициент избытка воздуха был равен  $\alpha_{диз} = 1,7$ . Некоторое снижение  $\alpha$  определяется также значительными сопротивлениями

газосистемы. Из графика фиг. 12 видно, что с увеличением нагрузки, т. е. с уменьшением присадки жидкого топлива, разница между значениями  $\alpha_1$  и  $\alpha_{см}$  уменьшается. Абсолютные значения  $\alpha_{см}$  при всех нагрузках двигателя меньше соответствующих значений коэффициента избытка воздуха при работе двигателя на жидком топливе.



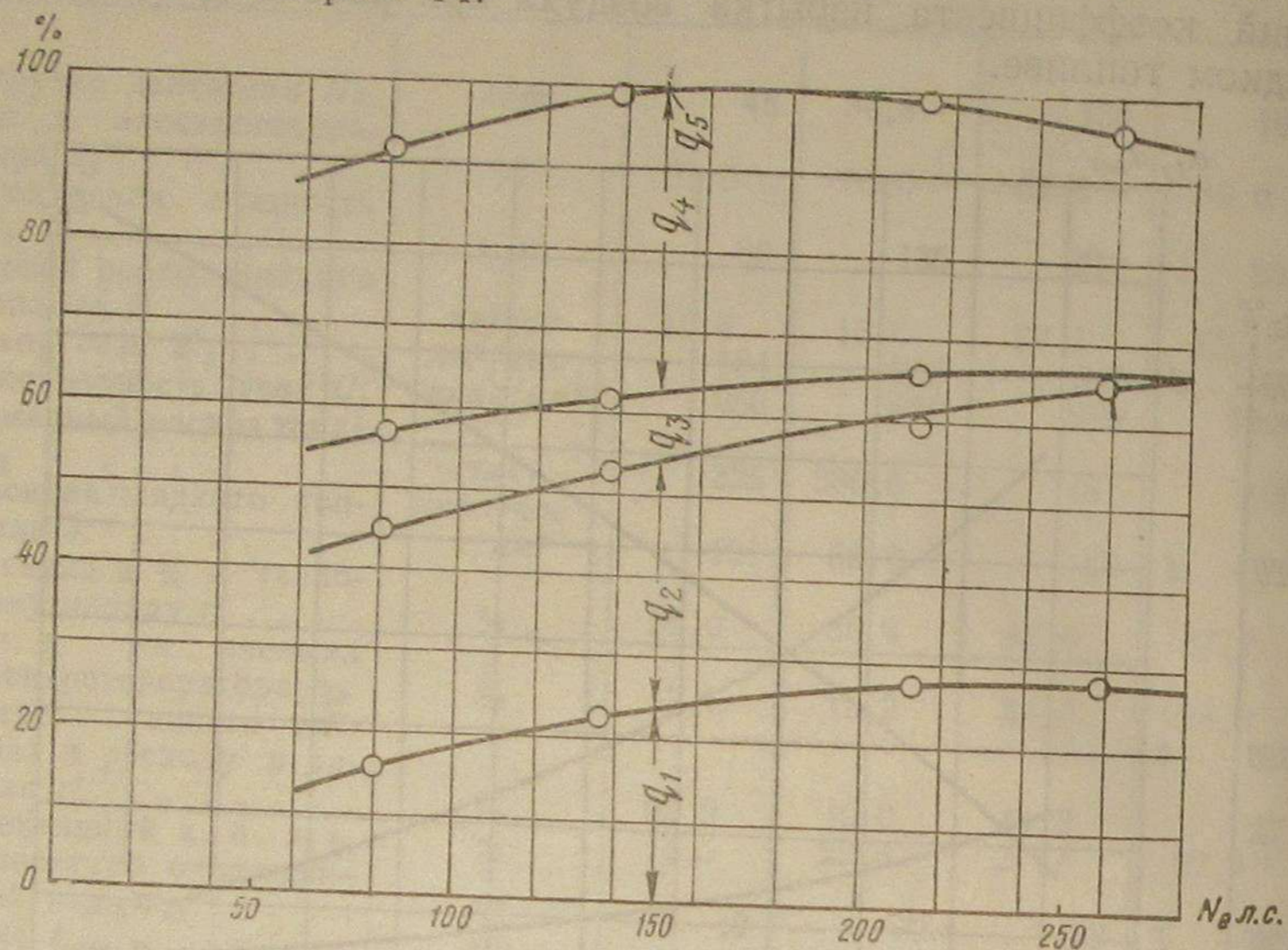
Фиг. 12. Результаты испытаний двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») на смешанном топливе:

$t_{гг}$  — температура выпускных газов;  $\alpha_1$  — коэффициент избытка воздуха при всасывании;  $\alpha_{см}$  — общий в процессе расширения коэффициент избытка воздуха

Особо следует указать на полученные при испытаниях значения давлений сгорания. Этот параметр, как известно, при переходе на смешанное топливо наиболее часто ограничивает уменьшение присадок жидкого топлива.

Опыт наладки двигателя показал, что при правильном выборе угла предварения впрыска жидкого топлива можно получить малые присадки жидкого топлива при нормальных значениях давлений сгорания. Максимальные значения  $p_z$  при нагрузке двигателя в 257 л. с. не превосходили  $55 \text{ кг/см}^2$ , что вполне допустимо. При снижении нагрузки двигателя размер присадки быстро возрастал, так как топливная аппаратура не позволяла уменьшить подачу запального жидкого топлива. Для выявления возможностей снижения присадки жидкого топлива была проверена работа дви-

гателя на смешанном топливе с реконструированными топливными насосами, имеющими меньший диаметр плунжерных пар (10 мм вместо 16 мм), но обеспечивающими пуск двигателя на одном жидком топливе. Результаты дополнительных испытаний приведены в табл. 17 и на фиг. 14.



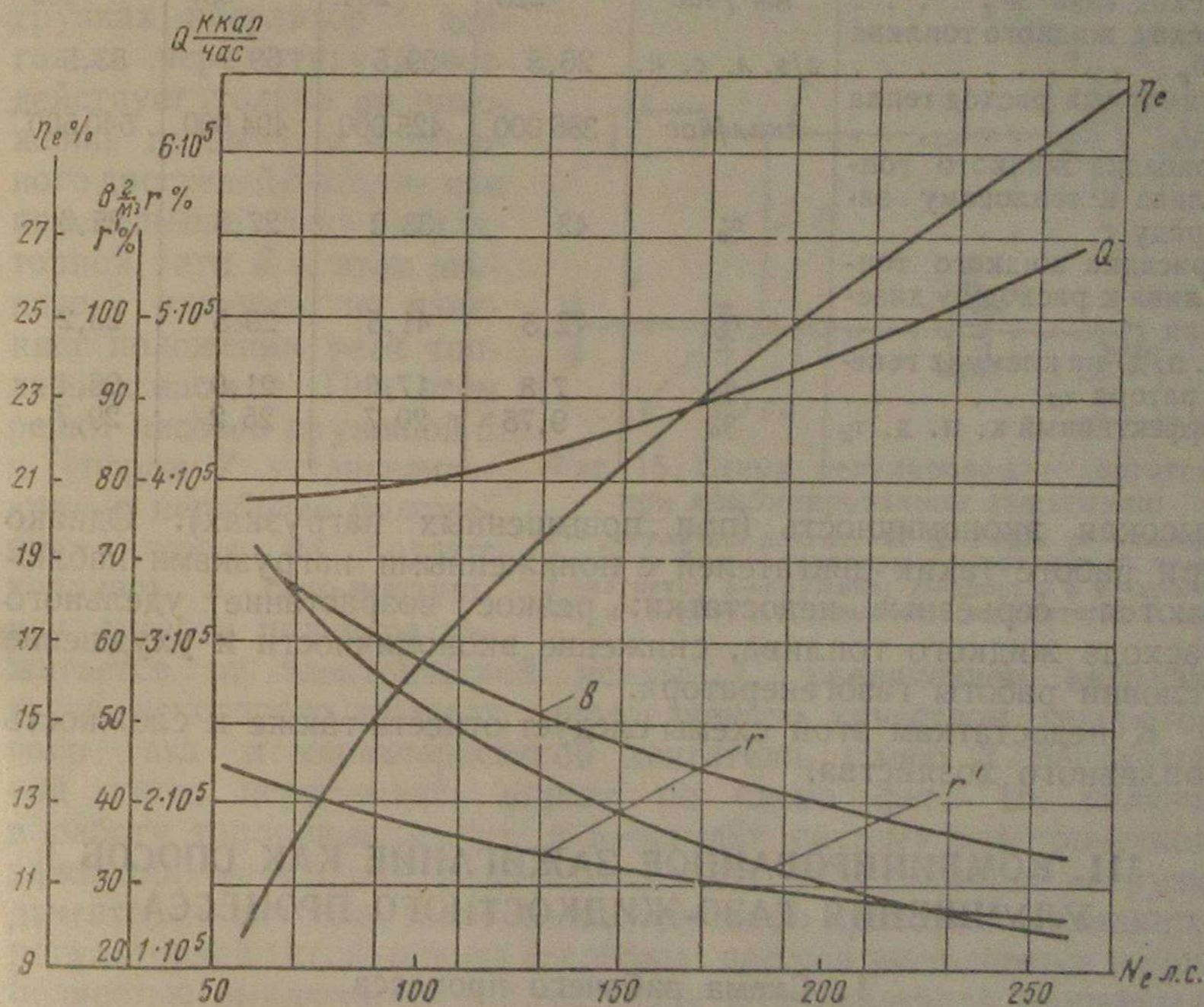
Фиг. 13. Тепловой баланс двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») при работе на смешанном топливе:

$q_1$  — полезно использованное тепло;  $q_2$  — потери тепла с выпускными газами;  $q_3$  — потери от химического недожога;  $q_4$  — потери тепла с охлаждающей водой;  $q_5$  — прочие тепловые потери

Производительность реконструированных топливных насосов в процессе испытаний колебалась от 13,1 до 15,8 кг/час, в то время как производительность основной топливной аппаратуры составляла 13,6 — 22,1 кг/час. Даже такое сравнительно небольшое уменьшение размеров присадки жидкого топлива способствовало повышению экономичности двигателя. При нагрузке в 254 л. с. эффективный к. п. д. двигателя составлял 29,7%. Минимальная присадка жидкого топлива (в процентах ко всему тепловому заряду) была равна 25,6% или по отношению к расходу при работе на одном жидком топливе с той же нагрузкой — 23%. Следовательно, с переходом на топливную аппаратуру уменьшенной производительности расход жидкого топлива при газо-жидкостном процессе можно уменьшить, что положительно скажется на экономичности двигателя.

При испытаниях двигателя как с основной топливной аппаратурой, так и с уменьшенными размерами плунжеров топливных насосов расход жидкого топлива при всех нагрузках двигателя

был постоянным и минимальным. Топливные насосы работали всё время с минимально возможной производительностью и, следовательно, полученные при испытаниях присадки жидкого топлива определялись не условиями обеспечения требуемых значений  $\alpha_1$  и  $Q_{см}$ , а характеристикой дизельной топливной аппаратуры. Это ещё раз показало, что возможности сокращения расхода жидкого топлива при работе по газо-жидкостному процессу зависят не только от теплотворности газа и форсировки двигателя, но и от характеристики его топливной аппаратуры.



Фиг. 14. Результаты испытаний двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») на смешанном топливе с топливной аппаратурой уменьшенной производительности:

$Q$  — расход тепла в ккал/час;  $v$  — расход жидкого топлива в г/мм<sup>3</sup> газа;  $r$  — присадка в % к тепловому заряду;  $r'$  — присадка в % к расходу дизеля;  $\eta_e$  — эффективный к. п. д.

Таким образом, краткий анализ особенностей газо-жидкостного процесса в двигателях внутреннего сгорания показывает, что этот способ перевода двигателей на газ имеет большие преимущества, как, например, несложность переоборудования и обратимость двигателя, независимость развиваемой двигателем мощности от качества генераторного газа, постоянная готовность к работе и

Таблица 17

Измеряемые и определяемые величины	Размерность	Нагрузочные режимы			
		1	2	3	4
Нагрузка двигателя $N_{э}$	квт	35	87	126	166
Эффективная мощность $N_e$	л. с.	59,5	139	197	254
Расход жидкого топлива $B$	кг/час	15,8	13,8	13,1	13,6
Расход газа $W_г$	нм <sup>3</sup> /час	225	284	357	402
Расход жидкого топлива $b_e$	г/э. л. с. ч.	26,8	99,5	68	53,5
Суммарный расход тепла $Q_0$	ккал/час	386 000	425 000	494 000	540 500
Присадка жидкого топлива к тепловому заряду $r$	%	43	33,2	27,8	25,6
Присадка жидкого топлива к расходу у дизеля $r'$	%	72,5	41,5	29,5	23,2
К. п. д. на клеммах генератора $\eta_э$	%	7,8	17,6	21,9	26,4
Эффективный к. п. д. $\eta_e$	%	9,75	20,7	25,2	29,7

высокая экономичность (при повышенных нагрузках). Однако при работе таких двигателей с пониженными нагрузками наблюдаются серьёзные недостатки: резкое возрастание удельного расхода жидкого топлива, снижение экономичности и ухудшение условий работы газогенератора.

К недостаткам этой схемы следует отнести также и сложность топливного хозяйства.

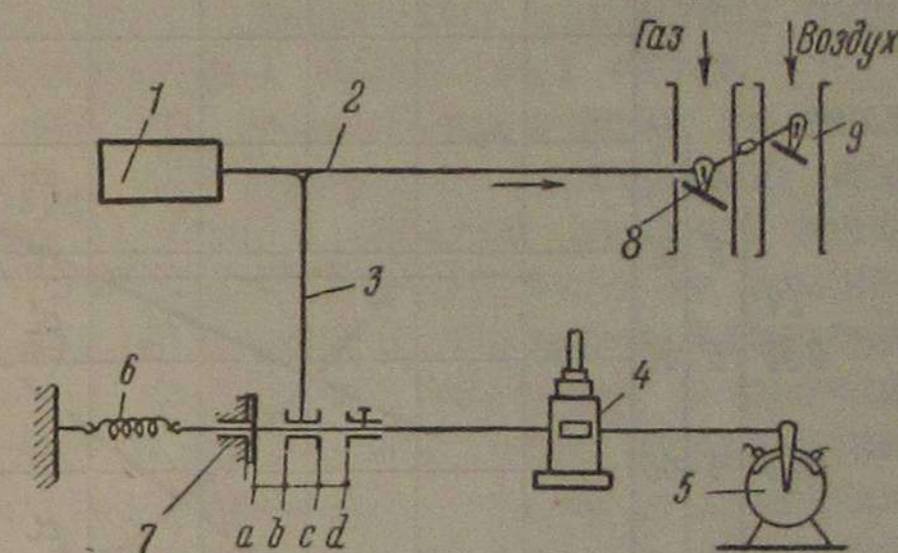
### III. КОМБИНИРОВАННОЕ ЗАЖИГАНИЕ КАК СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ГАЗО-ЖИДКОСТНОГО ПРОЦЕССА

#### 1. Схема рабочего процесса

Отмеченные недостатки газо-жидкостного процесса при работе двигателя с переменными нагрузками логически приводят к необходимости применения комбинированного зажигания газозвоздушной смеси. При пониженных нагрузках, когда требуемая мощность двигателя может быть получена за счёт теплового заряда газозвоздушной смеси, двигатель смешанного топлива работает на одном газе с электрическим зажиганием. С увеличением нагрузки, когда требуется повышение теплотворности рабочей смеси в цилиндре не может быть получено только за счёт газа, в работу автоматически включаются топливные насосы; функции зажигания при этом переходят к жидкому топливу, и двигатель начинает работать на смешанном топливе по обычной схеме. При переходе

на смешанное топливо электрическое зажигание принципиально может выключаться, но для повышения надёжности работы свечей лучше сохранить его действие при всех нагрузках с переводом на более позднюю подачу импульсов. Переоборудование дизеля для работы на газе по такому способу отличается от обычного с переходом на газозжидкостный процесс лишь дополнительной установкой агрегатов электрического зажигания и некоторым изменением схемы регулирования.

На фиг. 15 представлена принципиальная схема регулирования двигателя при комбинированном зажигании. При пониженных нагрузках регулятор 1 двигателя через тягу 2 воздействует только на положение газового и воздушного дросселей 8 и 9, так как перемещение плеча регуляторной тяги 3 в этом диапазоне нагрузок не изменяет положения реек топливных насосов. При этом рейки насосов пружиной 6 и упором 7 устанавливаются в нерабочее положение (насосы не подают топливо), а газозвоздушная смесь в цилиндре зажигается от электрической искры. С увеличением нагрузки выше некоторого предела, определяемого качеством генераторного газа и характеристикой двигателя, плечо 3 регуляторной тяги, перемещаясь вправо по схеме фиг. 15, включает в работу топливные насосы и переведёт систему электрического зажигания на позднюю подачу импульсов. При снижении нагрузки двигателя положение газового и воздушного дросселей изменяется регуляторной тягой, подача топливных насосов уменьшается и даже полностью выключается под действием возвращающей пружины 6. Связь между положениями регуляторной тяги и газового дросселя принимается такой, чтобы при расчётной теплотворности газа номинальной мощности двигателя соответствовало полное открытие газового дросселя.

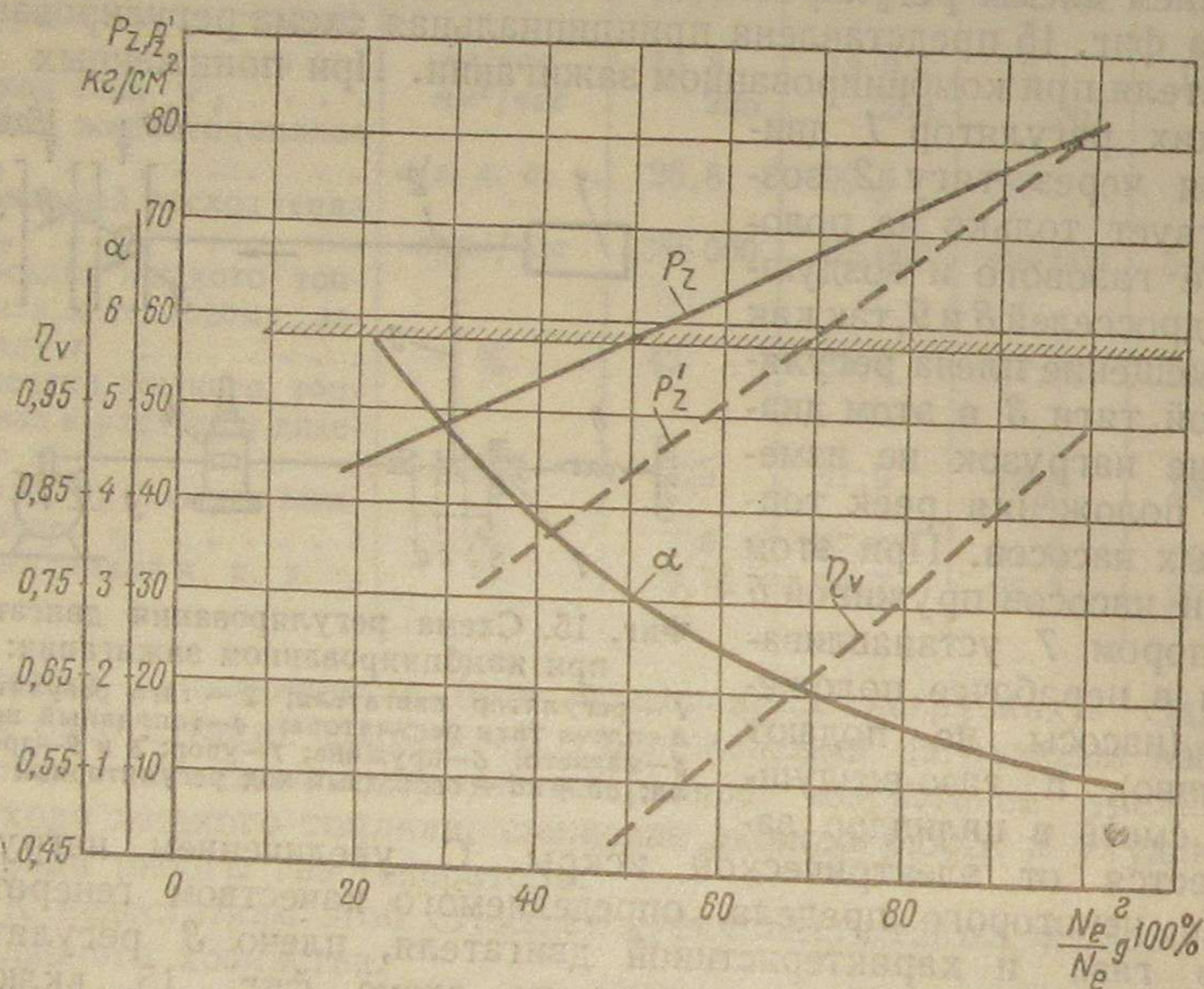


Фиг. 15. Схема регулирования двигателя при комбинированном зажигании:

1 — регулятор двигателя; 2 — тяга регулятора; 3 — плечо тяги регулятора; 4 — топливный насос; 5 — магнето; 6 — пружина; 7 — упор; 8 и 9 — дроссели;  $ab + cd$  — свободный ход регуляторной тяги

В случае ухудшения качества газа или же полной его негорючести регулятор двигателя, увеличивая подачу топлива, должен уменьшить открытие газового дросселя, тем самым будут созданы условия рационального сжигания увеличенной присадки жидкого топлива. Двигатель в этом случае будет получать больше воздуха. При остановке двигателя, когда регуляторная тяга находится в крайнем правом положении (фиг. 15), топливные насосы должны быть включены на полную производительность, а газовый дроссель полностью закрыт. Новым в данной схеме является работа дви-

дателя высокого сжатия на газе с электрическим зажиганием. Поэтому наибольший интерес представляет определение границ применения чисто газового процесса в двигателях высокого сжатия. Эти значения мощности (от холостого хода до некоторого максимума) для каждого типа двигателя и соответствующего качества генераторного газа ориентировочно могут быть определены расчётным путём.



Фиг. 16. Зависимость давления сгорания от нагрузки двигателя при качественном и количественном регулировании:  $p_z$  и  $\alpha$  — соответственно давление сгорания и коэффициент избытка воздуха при качественном регулировании с  $\eta_v = 0,9$ ;  $p_z'$  и  $\eta_v$  — давление сгорания и коэффициент наполнения при количественном регулировании с  $\alpha = 1,25$ .

На фиг. 16 приведены расчётные зависимости давления сгорания от нагрузки двигателя при качественном (сплошные линии) и количественном (пунктирные линии) регулировании. Расчёт произведён для двигателя со степенью сжатия  $\epsilon = 14$  при работе на газе с  $Q_2 = 1160 \text{ ккал/нм}^3$ . В расчёте качественного регулирования принят  $\eta_v = 0,9$ , в расчёте количественного регулирования —  $\alpha = 1,25$ . При построении графика нагрузка принималась в процентах от номинальной для дизеля тех же конструктивных размеров: диаметр цилиндра  $D = 145 \text{ мм}$ , ход поршня  $S = 220 \text{ мм}$ , число оборотов в минуту  $n = 500$ . Мощность дизеля при  $\alpha = 1,8$  ( $N_e = 11 \text{ л. с.}$ ) принята за номинальную.

Из фиг. 16 видно, что если для чисто газового процесса допустить давление сгорания  $p_z = 58 \text{ кг/см}^2$  (то же, что и для данного

дизеля), то при качественном регулировании максимальная мощность двигателя будет составлять лишь 49% номинальной мощности дизеля, при этом коэффициент избытка воздуха в газовой смеси должен быть равен 3,25 и коэффициент наполнения такой же, как у дизеля, т. е. 0,9. Если же перейти на количественное регулирование, то при  $\alpha = 1,25$  двигатель может развивать мощность, равную 69% номинальной, с теми же значениями  $p_z$ . Поэтому для того, чтобы двигатель развивал возможно большую литровую мощность при работе на одном газе, он должен иметь регулирование, близкое к количественному. Граница уменьшения коэффициента избытка воздуха при повышенных нагрузках будет определяться допустимой температурой выпускных газов.

Следует также отметить, что эти расчёты проведены по циклу с изохорным подводом тепла, что равноценно сгоранию всей рабочей смеси при положении поршня в верхней мёртвой точке. В реальном же двигателе, работающем с электрическим зажиганием, всегда имеется возможность изменять момент предварения зажигания, а следовательно, и влиять на характер повышения давления в цилиндре. Поэтому уменьшением угла предварения электрического зажигания можно увеличить мощность двигателя с допустимыми  $p_z$ , несколько уменьшив экономичность двигателя и температуру выпускных газов. Приведённые расчёты показывают, что при высокой степени сжатия в значительном диапазоне нагрузок двигатель может работать на одном газе с электрическим зажиганием рабочей смеси.

Границы применения чисто газового процесса в газовом двигателе высокого сжатия в основном определяются двумя параметрами: расчётной форсировкой двигателя (коэффициентом избытка воздуха) и допустимыми давлениями сгорания. Расчёты показывают, что дизели, работающие при номинальной мощности с  $\alpha_{\text{диз}} = 1,8 \div 2,0$ , при переходе на смешанное топливо по данной схеме должны на одном газе развивать мощность около 70% номинальной при том же  $p_z$ .

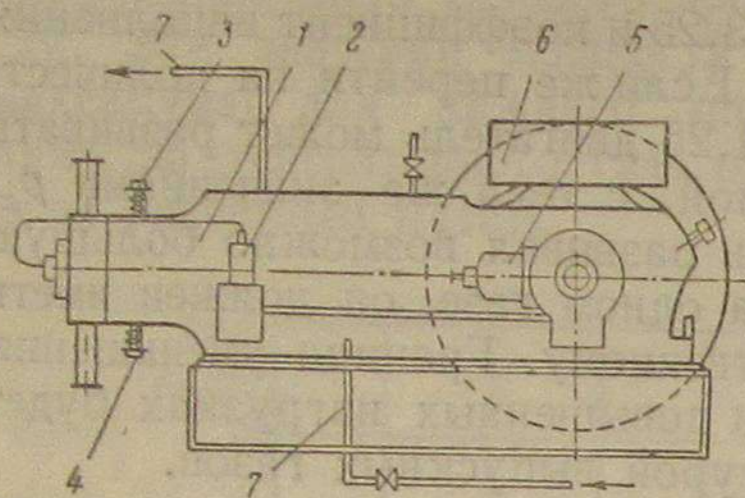
Для проверки работоспособности и эффективности схемы с комбинированным зажиганием проведено специальное экспериментальное исследование.

## 2. Результаты лабораторных испытаний газового двигателя высокого сжатия с комбинированным зажиганием

В лаборатории газификации отделения энергетики ЦНИИ МПС первое экспериментальное исследование газового двигателя высокого сжатия с комбинированным зажиганием было проведено<sup>1</sup> в 1951 г. Первые опыты показали, что в значительном диапазоне пониженных нагрузок двигатель смешанного топлива может ра-

<sup>1</sup> В работе принимали участие канд. техн. наук М. Г. Маханько, Н. А. Фурьянский, техники А. А. Шлянин, Т. М. Дубинкина, механик А. В. Игнатов.

ботать на одном газе с электрическим зажиганием, имея при этом высокое значение к. п. д. Установлена возможность получения надёжной совместной работы в одном цилиндре дизельной топливной аппаратуры и электрического зажигания.



Фиг. 17. Схема двигателя экспериментальной установки для работы с комбинированным зажиганием:

1—цилиндр двигателя; 2—топливный насос; 3—впускной клапан; 4—выпускной клапан; 5—регулятор; 6—топливный бак; 7—система охлаждения двигателя

Для более детального исследования новой схемы перевода дизелей на газ в 1952 г. было проведено дополнительное экспериментальное исследование двигателя  $14 \frac{14,5}{22}$  при работе на газе с электрическим зажиганием.

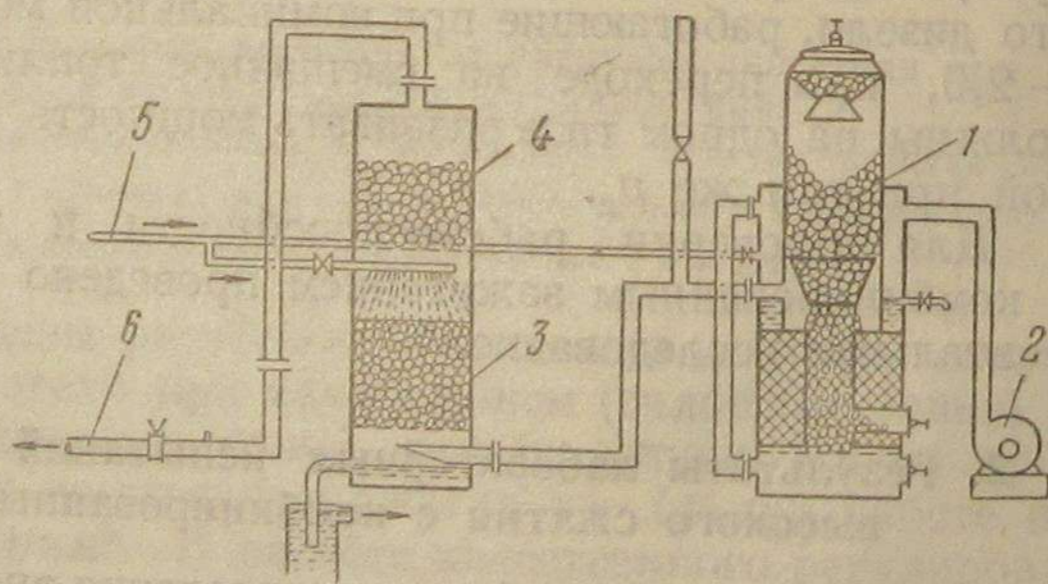
Двигатель экспериментальной установки (фиг. 17) имел следующую характеристику:

Номинальная мощность $N_e$ . . . . .	11 л. с.
Диаметр цилиндра $D$ . . . . .	145 мм
Ход поршня $S$ . . . . .	220 »
Число оборотов $n$ в минуту . . . . .	500
Степень сжатия $\epsilon$ . . . . .	14

Проведено было три цикла испытаний для определения влияния на рабочий процесс двигателя следующих основных параметров: угла предварения электрического зажигания, коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и коэффициента наполнения  $\eta_v$ .

Газ в двигатель поступал из газогенераторной установки, работавшей на антраците, при избыточном давлении в системе 10—30 мм вод. ст. Схема газогенераторной установки представлена на фиг. 18. Нагрузка двигателя создавалась механическим тормозом.

Прежде всего необходимо было выяснить, как будет влиять на рабочий процесс двигателя переход с одного способа зажигания на другой. Большой интерес представляло установление



Фиг. 18. Схема газогенераторной установки экспериментального стенда:

1—газогенератор; 2—вентилятор; 3—мокрый очиститель; 4—сухой очиститель; 5—водопровод; 6—газопровод к двигателю

возможности бездетонационного сгорания газо-воздушной смеси с малыми избытками воздуха при высокой степени сжатия. Необходимо было также выяснить, как повлияет на состояние топливной аппаратуры длительная работа с электрозапалом и, наоборот, не отразится ли длительная работа по газо-жидкостному процессу на работоспособности свечей.

Пуск двигателя осуществлялся на жидком топливе, что обеспечивалось действием системы регулирования (см. фиг. 15). По мере повышения числа оборотов подача жидкого топлива уменьшалась до полного выключения из работы топливных насосов; в этот момент двигатель автоматически переводился на электрическое зажигание газо-воздушной смеси. Никаких ненормальностей в его работе при этом не наблюдалось. Переход с электрического зажигания на смешанное топливо при повышенных нагрузках происходил также автоматически, без каких-либо нарушений рабочего режима. При правильном выборе угла предварения электрического зажигания переход с газо-жидкостного процесса на чисто газовый и обратно по индикаторным диаграммам не мог быть обнаружен.

При испытаниях двигателя со степенью сжатия  $\epsilon = 14$  в широком диапазоне изменения нагрузок и коэффициента избытка воздуха явления детонации не наблюдались как при работе на смешанном топливе, так и на одном газе с электрическим зажиганием. Максимальные значения давлений сгорания оставались в расчётных пределах для соответствующих режимов и могли существенно уменьшаться изменением угла предварения электрического зажигания. При малом предварении зажигания можно было получить процесс сгорания практически при постоянном давлении. Индикаторные диаграммы, снятые при таких режимах, были очень близки к теоретическим для цикла с изобарным подводом тепла.

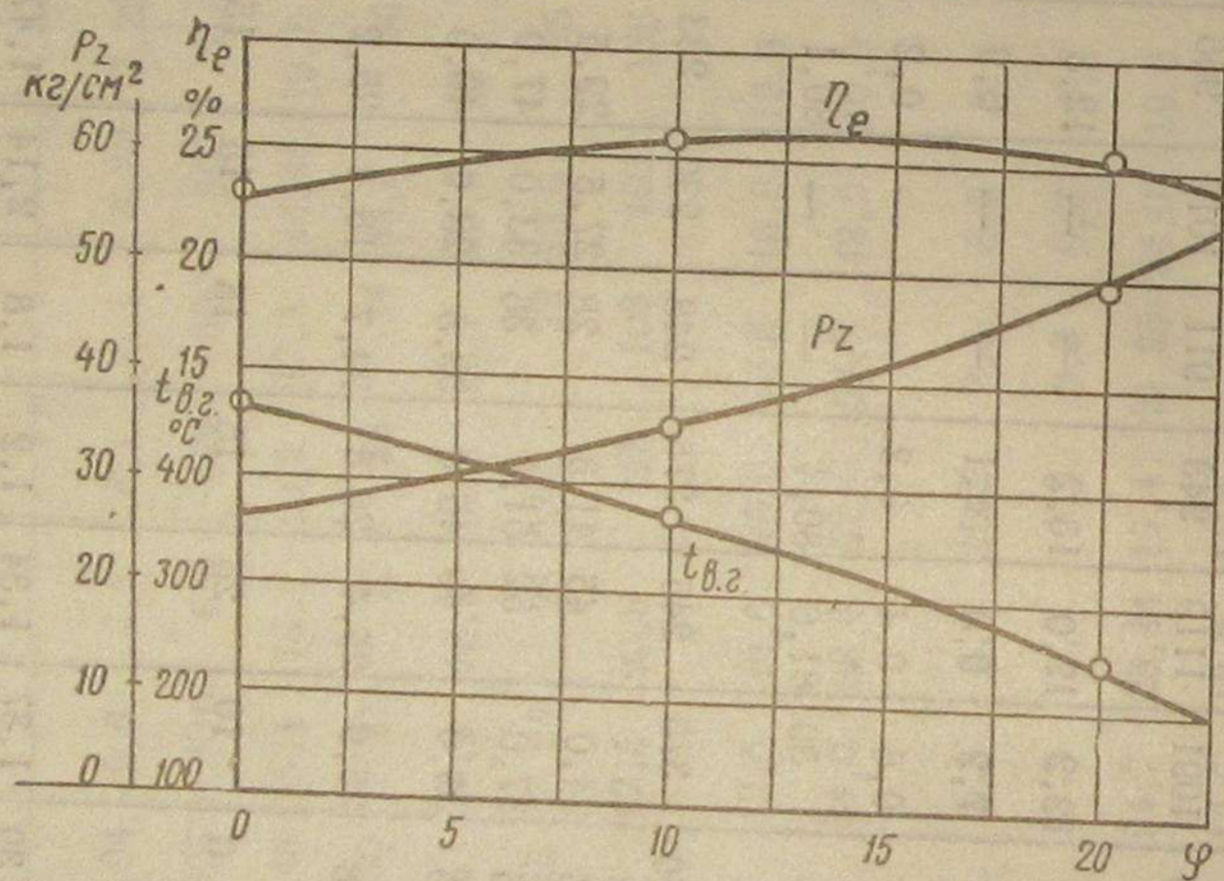
Испытания показали, что свечи и магнето автотракторного типа могут обеспечить надёжную работу газового двигателя с высокой степенью сжатия. Однако вполне удовлетворительная работа автотракторных свечей в двигателе экспериментальной установки, безусловно, не может явиться основанием для рекомендации такого типа свечей для других газовых двигателей высокого сжатия. Сравнительно невысокая форсировка двигателя в процессе испытаний, повидимому, способствовала хорошей работе свечей обычного автотракторного типа. Для более форсированных двигателей, работающих по такой же схеме, могут потребоваться специальные свечи. При работе на одном газе с электрическим зажиганием топливный насос не нагревался (вопреки предположениям), так как сжатия топлива в нём не происходило. Распылители у форсунок при испытаниях были неохлаждаемые, штифтового типа. Длительная работа на одном газе не вызывала закоксования распылителей.

Наименование величин	Размерность	Номера режимов испытаний											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Нагрузка двигателя . . . . .	л. с.	5,94	6,9	6,9	8,1	6,1	4,28	7,25	4,45	2,7	7,83	5,1	2,52
Число оборотов . . . . .	об/мин.	505	510	510	505	500	500	510	500	500	500	500	500
Расход газа . . . . .	нм <sup>3</sup> /час	15,48	15,4	15,4	20,2	17,1	14,45	19,1	13,6	10,5	19,1	14,5	19,1
Температура газа . . . . .	°С	30	31	32	29	34	35,5	30	31,8	32,2	32,0	36,8	37,0
Расход воздуха . . . . .	нм <sup>3</sup> /час	18,5	18,5	18,5	19,0	22,7	25,5	22,7	16,6	11,7	20,1	16,5	10,1
Температура воздуха . . . . .	°С	25	25	25	22,6	23	23,6	25	25	25	27,0	28,0	28,0
Расход охлаждающей воды	л/час	92,5	92,5	92,5	103	103	103	156	156	112	106	106	129
Температура охлаждающей воды	°С	12,5	12,5	12,6	10,6	10,6	10,8	10,6	10,5	10,5	11,6	11,0	11,5
То же . . . . .	°С	61,3	64,0	68,0	52,0	50,0	48,0	40,0	39,0	44,6	61,3	48,0	49,0
Состав генераторного газа:													
CO <sub>2</sub> . . . . .	%	7,3	6,8	6,3	10,2	8,5	6,5	8,8	8,7	7,5	4,7	6,4	4,5
O <sub>2</sub> . . . . .	%	0,4	0,5	0,6	0,3	0,3	0,3	0,7	0,3	0,6	0,3	0,4	0,5
CO . . . . .	%	24,1	24,7	25,44	19,4	21,25	24,0	19,6	21,5	22,34	23,4	24,1	25,9
H <sub>2</sub> . . . . .	%	12,1	12,5	12,8	11,3	10,2	10,0	12,9	12,6	12,1	7,7	7,3	11,6
CH <sub>4</sub> . . . . .	%	0,18	0,18	0,17	0,7	0,0	0,3	0,3	0,3	0,18	0,0	0,17	0,0

Состав генераторного газа за N <sub>2</sub> . . . . .	%	55,92	55,32	54,69	58,1	59,75	59,9	57,7	56,6	57,28	63,9	61,63	57,5
Теплотворность газа Q <sub>2</sub> . . . . .	ккал/нм <sup>3</sup>	1063	1091	1119	943	911	1016	956	1006	1008	913	940	1089
Состав продуктов сгорания:													
CO <sub>2</sub> . . . . .	%	12,2	12,2	12,0	13,2	—	—	12,8	11,9	11,4	12,4	11,0	12,1
O <sub>2</sub> . . . . .	%	7,4	7,2	6,0	6,1	—	—	6,9	6,8	5,4	5,1	8,3	5,4
CO . . . . .	%	0,6	0,6	0,4	0,3	—	—	0,2	0,3	0,6	0,9	0,5	0,9
N <sub>2</sub> . . . . .	%	79,8	80	81,6	80,4	—	—	80,1	81,0	82,6	81,6	80,2	81,6
Температура выпускных газов . . . . .	°С	460	375	245	275	248	230	233	236	234	255	230	225
Давление сгорания { p <sub>z</sub> <sup>мин</sup> p <sub>z</sub> <sup>макс</sup> p <sub>z</sub> <sup>сред</sup> . . . . .	кг/см <sup>2</sup>	25,5	34,0	45	41,3	28	27,5	29,5	22,0	19,0	41,0	35,5	27,5
Эффективный к. п. д. . . . .	%	22,8	25,9	25,4	26,8	24,7	18,4	25,2	20,5	16,1	28,3	23,8	16,2
Угол предварения зажигания . . . . .	градусы поворота вала	0	10	20	15	15	15	15	15	15	20	20	20
Коэффициент избытка воздуха . . . . .	—	1,39	1,37	1,34	1,2	1,8	2,14	1,47	1,47	1,38	1,45	1,53	1,275
Коэффициент наполнения . . . . .	—	0,693	0,687	0,688	0,795	0,825	0,835	0,845	0,625	0,462	0,815	0,657	0,406

Контрольные испытания при работе на газе с электрическим зажиганием были проведены при переменных углах предварения зажигания  $\varphi = 0 \div 20^\circ$  (по углу поворота коленчатого вала), переменных значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и коэффициента наполнения  $\eta_v$ . Основные результаты наблюдений и обработки опытных данных представлены в табл. 18.

Экономичность двигателя при работе на одном газе была выше, чем при работе на смешанном топливе. При работе по газо-жидкостному процессу с нагрузкой 6—7 л. с. эффективный к. п. д. двигателя составлял не более 22—23%; при работе на одном газе с электрическим зажиганием и такой же нагрузке двигатель имел к. п. д., равный 25—26%.



Фиг. 19. Зависимость  $\eta_e$ ,  $p_z$  и  $t_{\theta.2}$  от угла предварения зажигания:  $\eta_v = 0,69$ ;  $\alpha = 1,34 \div 1,39$ ;  $N_e = 6,0 \div 6,9$  л. с.

Оптимальный угол предварения зажигания, обеспечивающий наивысший для указанной нагрузки к. п. д., оказался равным  $15-17^\circ$ . Из графика фиг. 19 видно, что уменьшение угла предварения зажигания с  $15$  до  $10^\circ$  приводит к незначительному снижению экономичности двигателя, в то же время давление сгорания уменьшается примерно на 14,5%. Малая зависимость экономичности двигателя от угла предварения зажигания в исследованном диапазоне объясняется тем, что скорость горения газо-воздушной смеси при имевших место значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,34 \div 1,39$  оказывается высокой. Поэтому даже при  $\varphi = 0$  сгорание на линии расширения сказывалось незначительно. Температура выпускных газов при этом возрастала примерно пропорционально снижению давления сгорания. Таким образом, эксперимент показывает, что изменение угла предварения зажигания в определенных пределах может быть вполне прием-

лемым средством для снижения давлений сгорания при работе на одном газе. Эта возможность является одним из существенных преимуществ способа электрического зажигания газо-воздушной смеси в двигателе по сравнению с зажиганием от жидкого топлива. В газо-жидкостных двигателях угол предварения зажигания на ходу практически не может быть изменен. В то же время неоспорима целесообразность регулировки угла предварения зажигания при изменении качества рабочей смеси и нагрузки двигателя. В случае же многорежимного регулирования двигателя (при изменении числа оборотов) необходимость изменения угла предварения зажигания особенно велика. Поэтому рассматриваемая схема с электрическим зажиганием рабочей смеси имеет большие преимущества.

Работая на смешанном топливе по обычной схеме при  $\alpha_{см} = 1,67$  с коэффициентом наполнения, близким к единице, двигатель развивал мощность 7 л. с. Давление сгорания при этом не превышало  $41$  кг/см<sup>2</sup>. Присадка жидкого топлива по тепловому заряду составляла 11,4%. Эффективный к. п. д. двигателя был равен 22,6%.

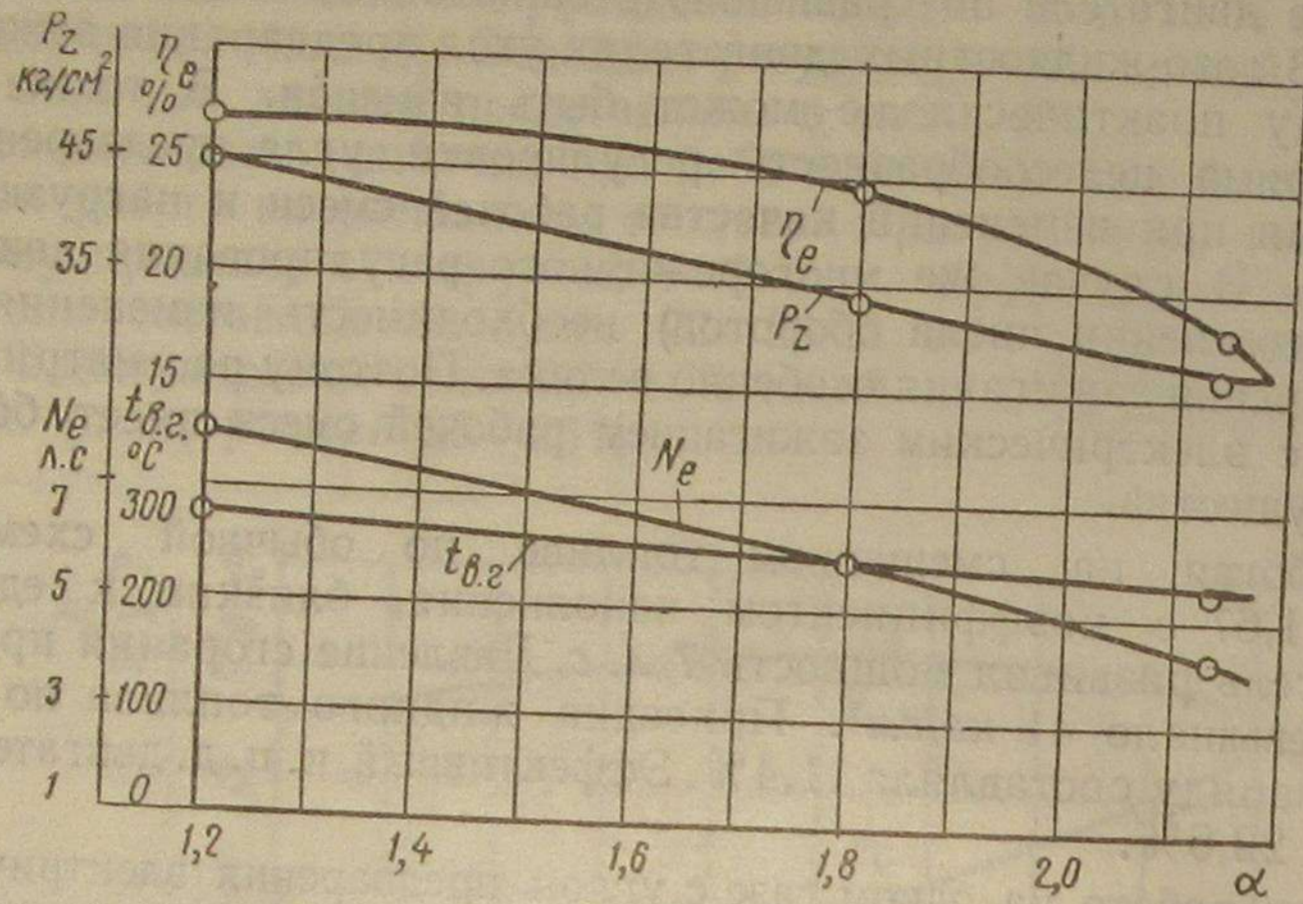
При работе на одном газе с углом предварения электрического зажигания  $\varphi = 15^\circ$  двигатель при том же значении  $\alpha$  и  $\eta_v = 0,7$  развивал мощность  $N_e = 5,1$  л. с. Давление сгорания достигало  $46$  кг/см<sup>2</sup>, а эффективный к. п. д. двигателя составлял 23,6%, т. е. был выше, чем при работе на смешанном топливе. При  $\alpha = 1,2$  и  $\varphi = 15^\circ$  двигатель развивал мощность 8,1 л. с. с максимальным давлением сгорания не более  $51$  кг/см<sup>2</sup> и эффективным к. п. д. — 26,8%. Наиболее высокая экономичность двигателя была получена при  $N_e = 7,8$  л. с.,  $\alpha = 1,27$  и  $\varphi = 20^\circ$ . Работая при этом с  $\eta_v = 0,81$ , двигатель имел  $\eta_e = 28,3\%$ .

Как видно из фиг. 20, при изменении  $\alpha$  от 1,2 до 1,8 эффективный к. п. д. двигателя изменяется незначительно, но дальнейшее увеличение  $\alpha$  вызывает существенное снижение экономичности.

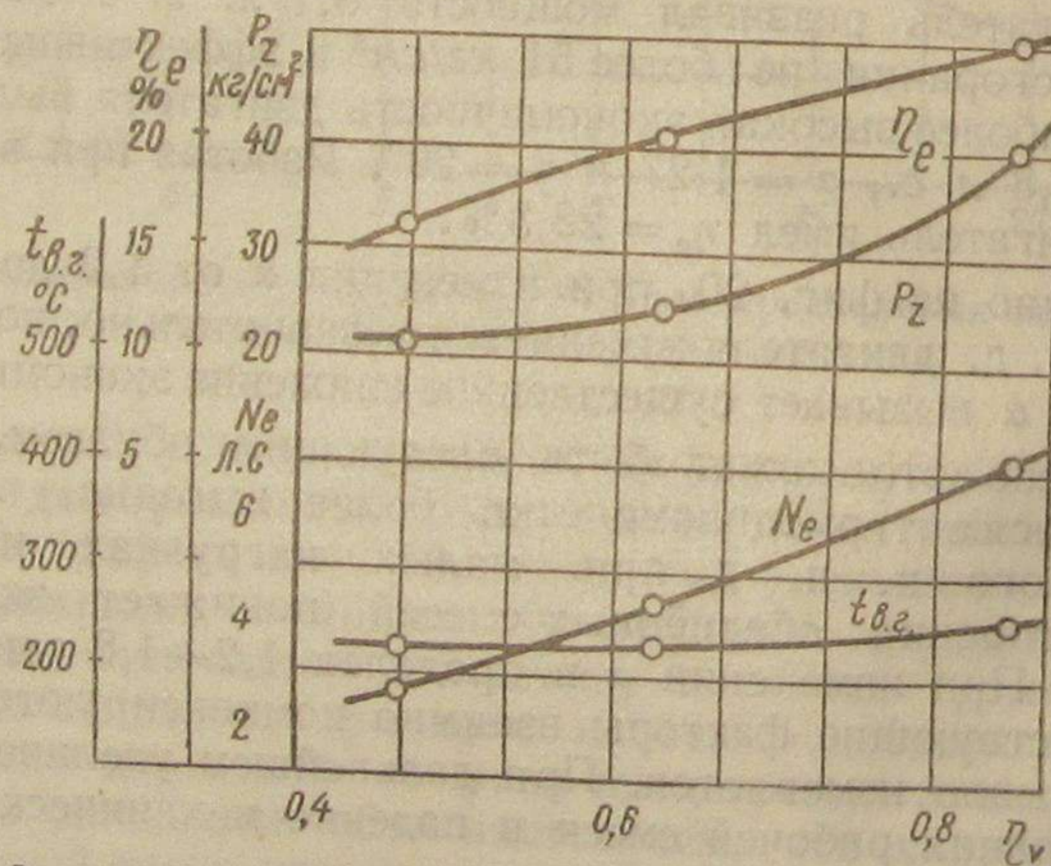
Объяснено это может быть следующим образом. Работа на бедных смесях термодинамически более выгодна, но снижение механического к. п. д. при малых нагрузках и ухудшение процесса горения обедненных смесей понижает экономичность двигателя. При изменении  $\alpha$  в пределах 1,2—1,8 эти противоположно действующие факторы взаимно компенсируются и к. п. д. двигателя мало изменяется. При дальнейшем увеличении  $\alpha$  ухудшение сгорания рабочей смеси и падение механического к. п. д. оказывают решающее действие.

Зависимость основных параметров рабочего процесса двигателя от коэффициента наполнения (фиг. 21) указывает на значительное снижение эффективного к. п. д. двигателя при уменьшении  $\eta_v$  вследствие снижения механического к. п. д. и ухудшения процесса сгорания, вызываемого увеличением коэффициента остаточных газов. Последнее обстоятельство подтверждается зависи-





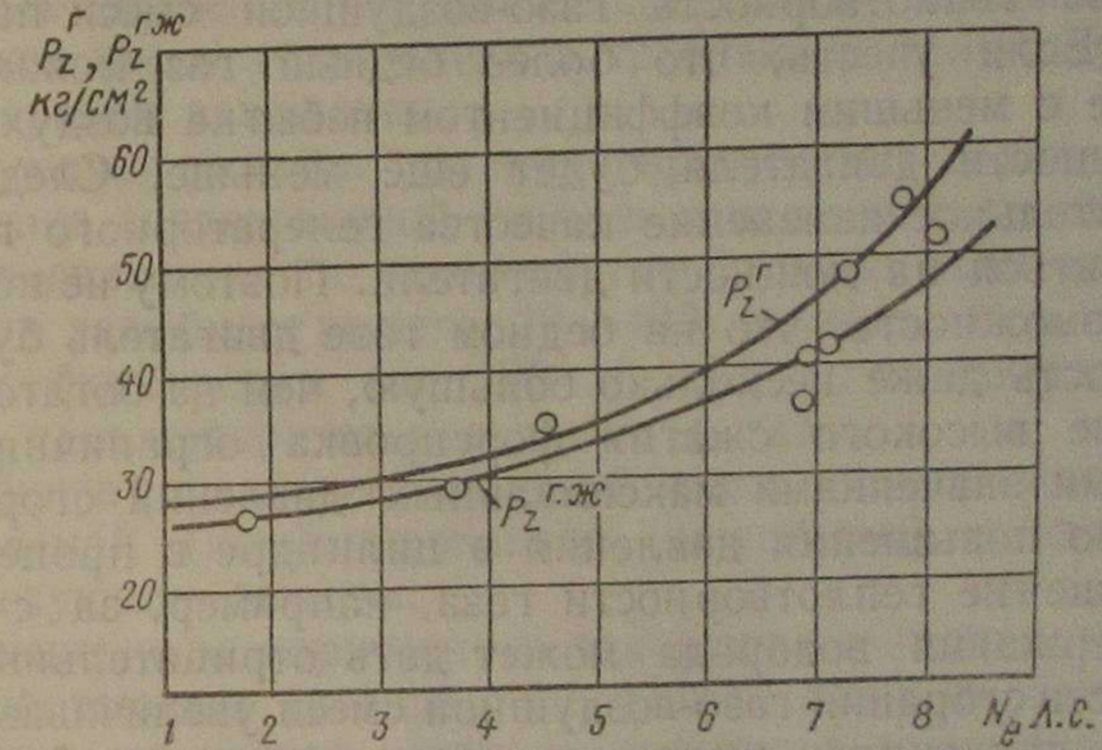
Фиг. 20. Зависимость  $\eta_e$ ,  $p_z$ ,  $t_{\theta,z}$  и  $N_e$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ;  $\eta_v = 0,8 \div 0,83$ ;  $\varphi = 15^\circ$



Фиг. 21. Зависимость  $\eta_e$ ,  $p_z$ ,  $t_{\theta,z}$  и  $N_e$  от коэффициента наполнения  $\eta_v$ ;  $\alpha = 1,38 \div 1,47$ ;  $\varphi = 15^\circ$

мостью температуры выпускных газов от  $\eta_v$  — с уменьшением нагрузки двигателя эта температура практически не изменяется.

Сравнительные испытания двигателя на смешанном топливе и на одном газе с электрическим зажиганием при нагрузках до 70—80% показали, что при одних и тех же значениях степени сжатия и максимального давления сгорания мощность двигателя на одном газе была меньше только на 10—15% (фиг. 22). Опыты не только подтвердили работоспособность схемы, но и показали такие преимущества её, как повышенная экономичность и существенное уменьшение расхода жидкого топлива при сохранении основных достоинств газо-жидкостного процесса.



Фиг. 22. Давления сгорания при газо-жидкостном процессе  $p_z^{г,ж}$  и электрическом зажигании  $p_z^g$  в зависимости от нагрузки

Производственная проверка комбинированного зажигания на одном цилиндре газогенераторного тепловозного двигателя Д50 ( $N_e = 1000$  л. с.) показала вполне удовлетворительные результаты: в цилиндре обеспечивалась устойчивая совместная работа серийной форсунки и свечи электрического зажигания; экономичность рабочего процесса при переходе со смешанного топлива на электрозапал несколько повышалась (на 1,5—2% абсолютных); давление сгорания можно регулировать в широких пределах углом опережения зажигания; мощность цилиндра при работе с электрозапалом составляла около 75% номинальной (на жидком топливе); при этом давления сгорания и температуры выпускных газов были ниже допустимых. Таким образом, опыты подтвердили работоспособность комбинированного зажигания и в двигателе большой мощности. Полученные результаты показывают пути значительного сокращения расхода жидкого топлива, которое из средства зажигания превращается в средство форсировки двигателя.

Почти при всех испытаниях двигателя  $14 \frac{14,5}{22}$  теплотворность газа была невысока. Однако двигатель имел хорошие экономиче-

ские показатели и развивал сравнительно высокую мощность, так как при ухудшении качества генераторного газа не только понижается его теплотворность, но и уменьшается теоретически необходимое для его сгорания количество воздуха. Даже при сравнительно большом ухудшении состава газа теплотворность рабочей смеси может меняться незначительно. Так, например, для газа с  $Q_2 = 1119$  ккал/нм<sup>3</sup> и  $L_0 = 0,9$  нм<sup>3</sup>/нм<sup>3</sup> теплотворность рабочей смеси при  $\alpha_1 = 1$  составляет 587 ккал/нм<sup>3</sup>; для газа  $Q_2 = 882$  ккал/нм<sup>3</sup> и  $L_0 = 0,66$  нм<sup>3</sup>/нм<sup>3</sup> теплотворность рабочей смеси составляет 532 ккал/нм<sup>3</sup>.

Таким образом, при уменьшении теплотворности газа более чем на 21% теплотворность газо-воздушной смеси падает лишь на 9,5%. Если учесть, что более бедный газ можно сжигать в двигателе с меньшим коэффициентом избытка воздуха, то снижение мощности двигателя будет ещё меньше. Следовательно, даже значительное изменение качества генераторного газа может мало отразиться на мощности двигателя. Поэтому не исключается и такая возможность, что на бедном газе двигатель будет развивать мощность даже несколько большую, чем на богатом, так как в двигателе высокого сжатия форсировка ограничивается как абсолютными значениями максимальных давлений сгорания, так и скоростью повышения давления в цилиндре в процессе сгорания. Повышение теплотворности газа, например, за счёт увеличения содержания водорода может дать отрицательный эффект. Рост скорости сгорания газо-воздушной смеси увеличивает скорость повышения давления в цилиндре, что приводит к жёсткой работе двигателя и ограничивает повышение форсировки. Пониженные скорости горения газа с меньшим содержанием водорода позволяют при тех же предельных значениях  $p_2$  внести в цилиндр больший тепловой заряд и тем самым получить большую мощность.

Так как содержание водорода в генераторном газе в известных пределах поддаётся регулировке, то возникает необходимость проведения специального исследования с целью выявить оптимальное содержание водорода в генераторном газе для двигателя высокого сжатия.

Высказывались опасения, что в схеме смешанного топлива с комбинированным зажиганием при использовании электрозапала нельзя будет избежать больших давлений в цилиндре. Но следует иметь в виду, что при зажигании рабочей смеси от электрозапала в камере сгорания получается точечный очаг воспламенения, в то время как при зажигании рабочей смеси от жидкого топлива воспламенение может происходить одновременно во многих точках от проникающих в объём газовой смеси капелек распылённого жидкого топлива. Совершенно естественно, что в последнем случае возможно более резкое повышение давления в цилиндре. Только вследствие особенностей горения газо-жидкостной смеси действие многоочагового воспламенения при газо-жидкостном процессе несколько смягчается. Однако при уменьшении размеров

присадки топлива можно получить скорость повышения давления в цилиндре больше, чем при точечном электрозапале.

Другим, наиболее существенным преимуществом электрического зажигания является возможность регулировки угла предварения зажигания, что фактически невозможно при работе на смешанном топливе. Из графика фиг. 19 видно, что при изменении угла предварения зажигания с  $\varphi = 20^\circ$  до  $\varphi = 0^\circ$  мощность двигателя уменьшалась только на 14%, а давление сгорания — в 2 раза. Дальнейшее повышение нагрузки двигателя ограничивалось уже температурой выпускных газов, а не давлением сгорания. Поэтому нет никаких оснований ожидать при электрическом зажигании недопустимых давлений сгорания, предельная величина которых всегда может быть установлена в требуемых границах выбором угла предварения зажигания.

Особо следует указать на такое преимущество данной схемы, как получение согласованной работы двигателя и газогенератора. При работе двигателя по рекомендуемой схеме даже на холостом ходу расход газа будет не менее 30—40% номинального. При таких колебаниях форсировки (от 100 до 30%) газогенератор может обеспечить удовлетворительное качество газа.

Проведённое сравнение обычной схемы смешанного топлива с предлагаемой (комбинированное зажигание) даёт основание сделать следующие выводы:

1. Применение электрического зажигания в двигателе высокого сжатия, работающем на газе с присадкой жидкого топлива, полностью устраняет расход жидкого топлива в значительном диапазоне пониженных нагрузок. При этом жидкое топливо из средства зажигания рабочей смеси превращается в средство форсировки двигателя (при повышенных нагрузках).

2. В области средних нагрузок работа двигателя на одном газе протекает несколько экономичнее, чем на смешанном топливе.

3. С переходом на чисто газовый процесс при пониженных нагрузках и холостом ходе в случае систематической работы двигателя с резко переменными нагрузками (транспортные двигатели) уменьшаются колебания форсировки газогенератора, вследствие чего не только создаются условия для получения газа более стабильного качества, но и улучшается весь технологический процесс газификации твёрдого топлива.

#### IV. ГАЗОГЕНЕРАТОРНАЯ УСТАНОВКА И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

##### 1. Отдельные замечания по выбору типа газогенераторной установки

Работа двигателя, переведённого на газообразное топливо, во многом зависит от правильности выбора типа и размеров газогенераторной установки. Газогенератор и все устройства для

очистки и охлаждения газа должны соответствовать двигателю в теплотехническом и гидродинамическом отношении.

Двигатель при всех режимах своей работы должен получать из газогенераторной установки газ удовлетворительного качества не только по химическому составу, но и по таким показателям, как температура, влажность, давление, степень запылённости твёрдыми частицами (зола, топлива) и т. д., что обеспечивается правильным выбором основных размеров газогенераторной установки.

Основной характеристикой генераторного газа как моторного топлива является его химический состав, определяющий его теплотворность. Так как двигатель работает с переменными нагрузками, то газогенератор должен обеспечивать его газом удовлетворительного качества при всех режимах работы.

В табл. 6 приведены полученные на основании большого экспериментального материала основные показатели газификации твёрдого топлива в силовой газ.

Форсировку газогенератора принято определять по количеству газифицируемого топлива в час с  $1 \text{ м}^2$  площади сечения шахты. По этому показателю выбирают рабочий диаметр шахты газогенератора. От правильного выбора размера шахты газогенератора во многом зависит нормальная работа всей силовой установки в целом. Для экономичной и надёжной работы газосиловой установки большое значение имеет также выбор наиболее рациональной схемы очистки и охлаждения газа.

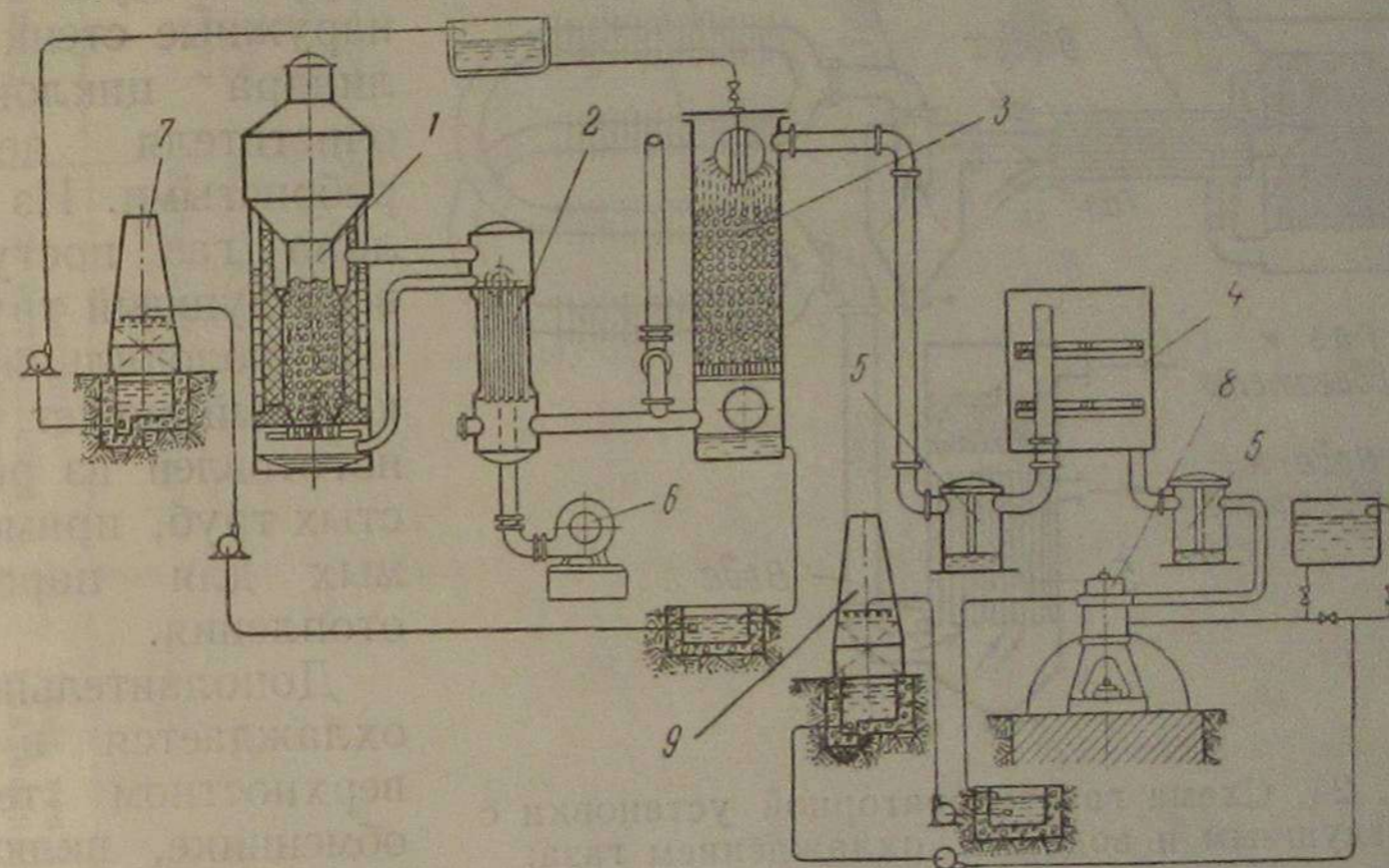
В нашей стране имеется большой опыт постройки и эксплуатации крупных стационарных газогенераторных станций для получения технологического газа. Такие станции имеют, как правило, скрубберную очистку и охлаждение газа, причём вода, заполняющая циркуляционную систему газостанции, охлаждается в специальных охладителях — градирнях или брызгальных бассейнах. Такая технологическая схема (фиг. 23) пригодна для мощных газогенераторных станций, но нецелесообразна для установок малой и даже средней мощности.

Постройка и эксплуатация транспортных газогенераторов для двигателей мощностью  $1000 \text{ л. с.}$  в ЦНИИ МПС показали, что для установок такой мощности можно построить газогенератор с сухим механическим шлакоудалением значительно менее металлоёмкий, чем типовые конструкции стационарных газогенераторов с вращающейся чашей и водяным затвором.

Иногда газогенераторы проектируются с малыми размерами бункеров для топлива. Это приводит к необходимости в течение каждого часа работы несколько раз загружать газогенератор топливом, что не только нарушает рабочий процесс установки, но и ухудшает условия работы обслуживающего персонала. При газификации топлива с высокой теплотворностью, например антрацита, газогенераторы малой и средней производительности можно

оборудовать бункерами, обеспечивающими работу с одной-двумя загрузками в течение смены. При этом рабочий персонал, связанный с загрузкой топлива, значительную часть времени может быть использован для выполнения других работ.

Особо следует остановиться на выборе устройств для очистки и охлаждения газа. Скрубберная очистка и охлаждение газа хотя и обеспечивают компактность устройств охладителей, однако вызывают большое усложнение силовой установки. Агрессивность

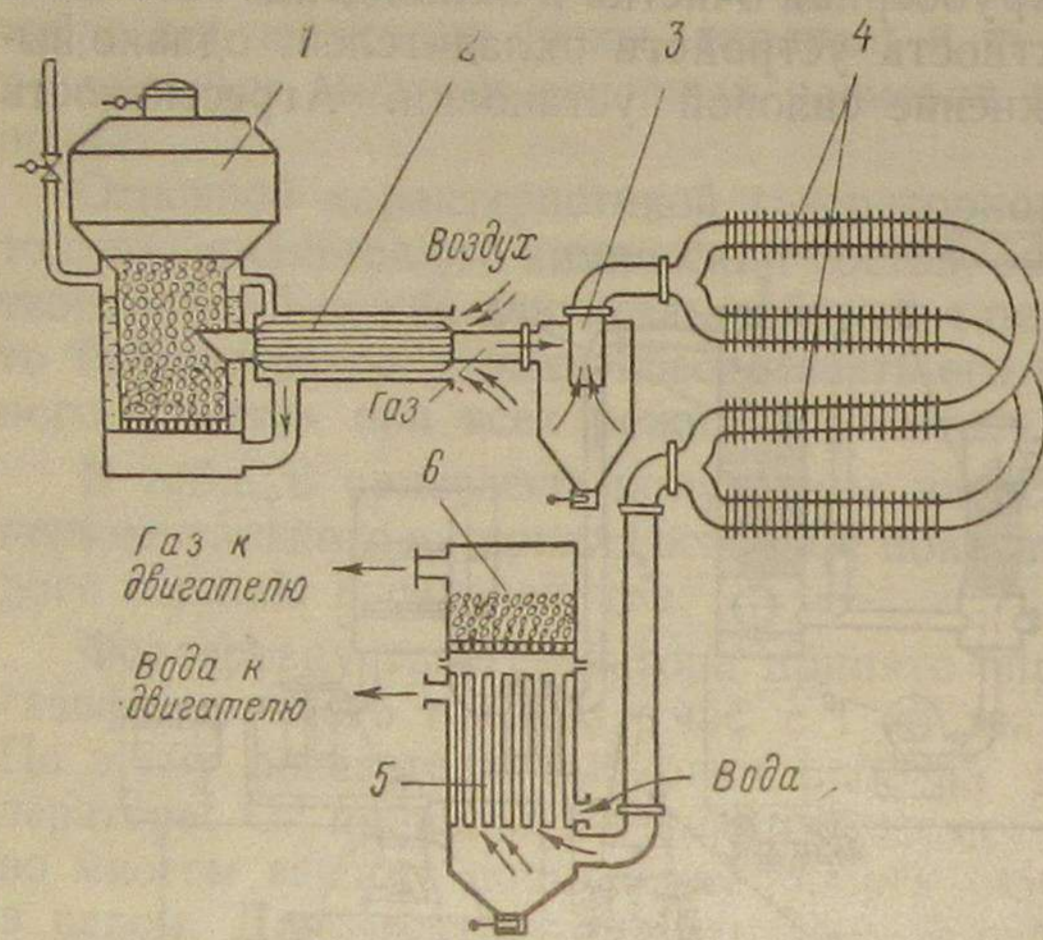


Фиг. 23. Схема стационарной газогенераторной силовой установки:  
1—газогенератор; 2—воздухоподогреватель; 3—мокрый очиститель; 4—сухой очиститель; 5—водоотделители; 6—вентилятор; 7—градирня газостанции; 8—газовый двигатель; 9—градирня двигателя

скрубберной воды не позволяет соединить циркуляционную систему газогенераторной установки с системой охлаждения двигателя. Поэтому силовая установка со скрубберной очисткой газа должна иметь две изолированные одна от другой циркуляционные системы с питательными и циркуляционными насосами и отдельными охладителями воды (фиг. 23). Установка второй градирни или же брызгального бассейна увеличивает стоимость сооружения и обслуживания газостанции.

Для газогенераторных станций малой и средней мощности может быть применена более простая система очистки и охлаждения газа. Наиболее удобно воздушное охлаждение газа в поверхностных холодильниках, так как при этом полностью отпадает необходимость в сложной циркуляционной системе. Вследствие малых значений коэффициента теплопередачи от газа к воздуху получаются большие размеры воздушных холодильников, а при высокой температуре воздуха в летнее время не обеспечивается требуемое охлаждение газа.

Для сокращения размеров поверхностного холодильника может быть рекомендована к испытанию схема охлаждения и очистки газа, представленная на фиг. 24. Выходящий из газогенератора 1 газ проходит через регенератор-воздухоподогреватель 2, далее поступает в циклонный очиститель 3 (грубая очистка), в котором



Фиг. 24. Схема газогенераторной установки с воздушным и водяным охлаждением газа: 1—газогенератор; 2—воздухоподогреватель; 3—циклонный очиститель; 4—воздушный холодильник; 5—водяной холодильник; 6—очиститель

одновременно охлаждается. Для улучшения теплоотдачи в окружающую среду наружные стенки цилиндра циклонного очистителя делают ребристыми. Из циклона газ поступает в воздушный трубчатый холодильник 4, который может быть изготовлен из ребристых труб, применяемых для парового отопления. Дополнительно газ охлаждается в поверхностном теплообменнике, включённом в систему охлаждения двигателя. Тонкая очистка газа производится в очистителе 6 со специальной насадкой (кольца Рашига, кокс и др.), который по схеме (фиг. 24) смонтирован в одном корпусе с холодильником 5. Газ от температуры 550 — 500° до 200—175°С охлаждается в омываемых воздухом элементах — регенераторе, циклоне и воздушном холодильнике. Дальнейшее охлаждение газа происходит в поверхностном теплообменнике с водяным охлаждением. Соотношение долей тепла, передаваемых (при охлаждении газа) воздуху и воде, должно выбираться из условия возможного увеличения тепловой нагрузки системы охлаждения двигателя. При соотношениях, соответствующих табл. 19, тепловая нагрузка системы охлаждения двигателя повышается не более чем на 20%, в то же время размер воздушного холодильника 4 сокращается почти в 2,5 раза.

В табл. 19 представлены сводные данные расчёта<sup>1</sup> такой системы охлаждения газа для газогенераторной установки производительностью 150 нм<sup>3</sup>/час. Из таблицы видно, что если сделать охлаждение газа полностью воздушным, то размеры холодильника сильно возрастут; вместо четырёх ребристых труб и компактного тепло-

одновременно охлаждается. Для улучшения теплоотдачи в окружающую среду наружные стенки цилиндра циклонного очистителя делают ребристыми. Из циклона газ поступает в воздушный трубчатый холодильник 4, который может быть изготовлен из ребристых труб, применяемых для парового отопления.

Дополнительно газ охлаждается в поверхностном теплообменнике, включённом в систему охлаждения двигателя. Тонкая очистка газа

Таблица 19

Наименование элемента холодильника	Основные размеры	Температура газа при		Коэффициент теплоотдачи со стороны		Отводимое тепло		Гидравлическое сопротивление в мм вод. ст.
		входе	выходе	газа	воздуха или воды	ккал/час	%	
Регенератор	Ребристая труба $d = 104$ мм, $L = 1100$ мм. Рёбра размерами $5 \times 30 \times 1000$ , $n = 18$ шт.	550	500	25,8	10,8	2600	10,3	1,0
Циклон	Диаметр патрубков $d = 104$ мм. Высота цилиндрической части 530 мм, высота конической части 424 мм, рёбра $5 \times 100 \times 530$ ; $n = 24$ шт.	500	420	18,8	13,2	4100	16,3	9,0
Воздушный холодильник	Стандартные ребристые трубы парового отопления $F = 2$ м <sup>2</sup> , $n = 4$ шт.	420	175	29,2	11,8	11950	47,4	12,0
Водяной холодильник	Пучок из 9 труб $\varnothing 1$ " длиной 1,5 м в цилиндрическом кожухе	175	40	50,5	—	6550	26,0	11,5
Воздушный холодильник (при одном воздушном охлаждении)	Стандартные ребристые трубы парового отопления $F = 2$ м <sup>2</sup> , $n = 12$ шт.	420	40	20,3	10,32	18500	73,4	9,3

<sup>1</sup> Расчёт произведён инж. Л. А. Исаевым.

обменника с водяным охлаждением общей поверхностью охлаждения около  $10 \text{ м}^2$  потребуется 12 ребристых труб с поверхностью охлаждения (включая элементы для поворота газа) более  $25 \text{ м}^2$ . Следовательно, с переходом на смешанное воздушно-водяное охлаждение газа значительно сокращаются размеры воздушного холодильника и не требуется устройства новой системы водопроводов и охладителей воды. В тех случаях, когда система охлаждения двигателя может принять большую тепловую нагрузку, целесообразно уменьшать размеры поверхностного воздушного холодильника за счёт увеличения размеров водяного.

Если учесть, что массовый перевод двигателей внутреннего сгорания с жидкого на газообразное топливо в основном тормозится сложностью и трудоёмкостью работ по созданию газостанций, то станет понятно, какими актуальными являются исследования по выбору наиболее простых схем газосиловых установок для двигателей малой и средней мощности.

## 2. Влияние температуры газа на работу двигателя

Генераторный газ на выходе из газогенератора имеет высокую температуру, которая в зависимости от вида газифицируемого топлива и степени форсировки газогенератора может изменяться от  $250$  до  $600^\circ\text{C}$ . Необходимость охлаждения газа перед двигателем диктуется стремлением увеличить коэффициент наполнения цилиндра двигателя и тем самым повысить его мощность.

Отрицательное влияние высокой температуры газа на развиваемую газовым двигателем мощность не ограничивается уменьшением коэффициента наполнения. В генераторном газе, как известно, всегда содержится водяной пар от влаги топлива, продуктов сгорания водорода и его соединений с другими элементами. Кроме того, при газификации каменных углей и антрацита источником влаги в генераторном газе является также пар, подводимый к воздушному дутью. Если газогенераторная установка оборудована системой так называемого «мокрого» охлаждения и очистки газа, то очистительные устройства также увлажняют газ, поступающий к двигателю.

Пары воды, содержащиеся в генераторном газе, являются балластом, снижающим теплотворность горючей смеси. При выходе генераторного газа из газогенератора пары воды, содержащейся в газе, далеки от состояния насыщения, которое обычно наступает на пути газа к двигателю при температуре  $40 - 50^\circ$ . Перед двигателем влажный генераторный газ в большинстве случаев имеет температуру ниже точки росы.

При этом объёмная доля паров воды в газе равна отношению парциального давления сухого насыщенного пара к общему давлению влажного генераторного газа:

$$x = \frac{p_s}{p_{0,2}} \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (20)$$

Зная давление газа перед двигателем, можно, пользуясь данными табл. 20, определить содержание водяных паров в генераторном газе.

Теплотворность рабочей смеси с учётом влажности газа может быть определена по формуле

$$Q_{см} = \frac{Q_2 (1 - x)}{1 + \alpha L_0 (1 - x)} \text{ ккал/нм}^3. \quad (21)$$

Так, если принять, например, температуру газа перед двигателем равной  $40^\circ\text{C}$  ( $p_s = 0,0752$ ) и давление  $0,98 \text{ ата}$ , то доля водяных паров в газе составит:

$$x = \frac{0,0752}{0,98} = 0,077.$$

При этом теплотворность рабочей смеси, получаемой из газа теплотворностью  $1230 \text{ ккал/нм}^3$  при  $\alpha = 1,25$  и  $L_0 = 1 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$ , равна

$$Q_{см} = \frac{1230 (1 - 0,077)}{1 + 1,25 (1 - 0,077)} = 526 \text{ ккал/нм}^3.$$

В то же время для сухого газа при прочих равных условиях  $Q_{см} = 546 \text{ ккал/нм}^3$ .

В табл. 21 показано, как влияет на уменьшение теплового заряда двигателя изменение влажности газа.

При расчёте принято  $Q_2 = 1230 \text{ ккал/нм}^3$ ,  $L_0 = 1,0$ ;  $\alpha = 1,25$  и давление газа перед двигателем  $p_2 = 0,98 \text{ ата}$ .

Таблица 21

$t_2$ °C	$p_s$ кг/см <sup>2</sup>	$x = \frac{p_s}{0,98}$	$Q'_{см}$ ккал/нм <sup>3</sup>	$\frac{Q'_{см}}{Q_{см}}$	$\Delta Q_{см}$ %
10	0,0125	0,0127	533	0,997	0,3
20	0,0238	0,0243	530	0,990	1,0
30	0,0432	0,0441	524	0,980	2,0
40	0,0752	0,0767	516	0,965	3,5
50	0,1258	0,1282	503	0,943	5,7
60	0,2031	0,2070	480	0,898	10,2
70	0,3177	0,3240	441	0,824	17,6

Изменение температуры газа отражается и на коэффициенте наполнения. Если для нашего примера принять температуру воздуха равной  $15^\circ\text{C}$ , то влияние температуры газа на величину теплового заряда двигателя вследствие изменения коэффициента наполнения может быть определено по табл. 22.

Температура газо-воздушной смеси с учётом влажности газа определялась по формуле

$$t_{см} = \frac{\alpha L_0 (1-x) t_s c_s + (1-x) t_2 c_2 + x t_2 c_{s.n}}{\alpha L_0 (1-x) c_s + (1-x) c_2 + x c_{s.n}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (22)$$

где  $c_s, c_2, c_{s.n}$  — соответственно теплоёмкость воздуха, газа и водяных паров.

Результатирующее действие повышения температуры газа на изменение теплового заряда двигателя для рассматриваемого случая ( $Q_2 = 1230 \text{ ккал/нм}^3, L_0 = 1,0 \text{ нм}^3/\text{нм}^3, \alpha = 1,25$  и  $p_2 = 0,98 \text{ атм}$ ) можно определить по данным табл. 23.

Таблица 22

$t_2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{см} \text{ } ^\circ\text{C}$	$\frac{\eta'_{\nu}}{\eta_{\nu}}$	Уменьшение $\eta_{\nu}$ в %
20	17,3	0,983	1,7
30	21,9	0,949	5,1
40	26,7	0,918	8,2
50	31,8	0,891	10,9
60	38,0	0,865	13,5
70	45,5	0,839	16,1

Таблица 23

$t_2 \text{ } ^\circ\text{C}$	Уменьшение теплового заряда в %
20	2,6
30	7,0
40	11,3
50	16,0
60	22,4
70	30,8

Отрицательное влияние повышения температуры газа на мощность двигателя не ограничивается уменьшением коэффициента наполнения и увеличением объёмной доли поступающих в цилиндр вместе с газом водяных паров. Водяной пар, балластирующий цилиндр в процессе сжатия, а затем и сгорания, перегревается и участвует совместно с продуктами сгорания в процессе расширения. Однако, уходя из цилиндра в процессе выпуска, пар уносит с собой тепла значительно больше, чем вносит в цилиндр в процессе всасывания. Таким образом увеличение содержания пара в газе снижает экономичность, а при ограниченном расходе газа — и мощность двигателя.

Потеря тепла на перегрев пара от температуры газа до температуры выпуска может быть определена в процентах от теплопроводности газа по следующей формуле:

$$q_n = \frac{(i_n'' - i_n') d \gamma_2 \cdot 100}{Q_2}, \quad (23)$$

где  $i_n''$  — энтальпия пара при температуре выпуска в ккал/кг;

$i_n'$  — энтальпия пара при температуре газа в ккал/кг;

$d$  — влагосодержание газа в кг/кг (кг пара на кг сухого газа);

$\gamma_2$  — удельный вес сухого газа в кг/нм<sup>3</sup>.

Влагосодержание газа в условиях насыщения паром может быть определено по формуле

$$d = \frac{\mu_n x_n}{\mu_2 x_2} \text{ кг/кг}, \quad (24)$$

где  $\mu_n$  и  $\mu_2$  — соответственно молекулярные веса пара и сухого газа;

$x_n$  и  $x_2$  — объёмные доли пара и газа во влажном газе.

Для рассматриваемого примера с генераторным газом из антрацита по формуле (24) находим

$$d = \frac{\mu_n x_n}{\mu_2 x_2} = \frac{18,06}{25,5} \cdot \frac{p_n}{p_2} = 0,707 \frac{p_n}{p_{в.г} - p_n},$$

где  $p_n$  и  $p_2$  — парциальные давления пара и газа в смеси;

$p_{в.г}$  — давление влажного газа в мм рт. ст.

Доля тепла газа, теряемая на перегрев паров воды в двигателе, в зависимости от температуры газа может быть определена по табл. 24, при расчёте которой давление и температура конца расширения в цилиндре, определяющие  $i_n''$ , приняты соответственно равными  $p_r = 2,5 \text{ кг/см}^2$  и  $t_2 = 700 \text{ } ^\circ\text{C}$  ( $i_n'' = 910 \text{ ккал/кг}$ ).

Таблица 24

$t_2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$q_n \text{ } \%$
10	0,25
20	0,48
30	0,88
40	1,56
50	2,72
60	4,73
70	6,5

Таблица 25

$t_2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\Delta N_i \text{ } \%$
20	3,0
30	7,8
40	12,7
50	18,3
60	26,2
70	35,3

По данным табл. 25 можно судить о результирующем действии температуры влажного газа на снижение индикаторной мощности двигателя. При расчёте экономичность двигателя принята не зависящей от влажности газа.

### 3. Влияние гидравлического сопротивления газогенераторной установки на работу двигателя

Изменение гидравлического сопротивления газогенераторной установки влияет на индикаторную мощность в нескольких направлениях. С увеличением гидравлического сопротивления уменьшается коэффициент наполнения двигателя вследствие уменьшения давления всасываемого газа. Уменьшение теплового заряда

двигателя в процентах вследствие гидравлического сопротивления газогенераторной установки может быть определено по формуле

$$\frac{\eta_v^*}{\eta_v} = \frac{p_a - p_g}{p_a} 100, \quad (25)$$

где  $p_a$  — давление атмосферного воздуха;

$p_g$  — давление газа перед двигателем.

Как видно из этого соотношения, гидравлическое сопротивление газогенераторной установки, измеряемое сотнями миллиметров водяного столба, не даёт большого падения индикаторной мощности двигателя. Но уменьшение давления газа перед двигателем при возрастании сопротивления газогенераторной установки вызывает увеличение влажности газа.

Падение давления газа перед двигателем, снижая начальное давление в цилиндре, пропорционально уменьшает давления конца сжатия и сгорания, что приводит к уменьшению индикаторной мощности двигателя. Понижение мощности двигателя всегда приводит к понижению его экономичности, прежде всего вследствие уменьшения механического к. п. д.

Приведённый краткий анализ влияния отдельных параметров газа на работу двигателя показывает причины и размеры возможного ухудшения показателей работы газового двигателя и пути повышения его мощности и экономичности.

## V. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ВЫБОР СПОСОБА ПЕРЕВОДА ДВИГАТЕЛЕЙ НА ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО

### 1. Двухтактные двигатели малой мощности

Двухтактные двигатели малой мощности с кривошипно-камерной продувкой (калоризаторные и бескомпрессорные дизели) распространены на железнодорожном транспорте и используются в качестве силовых агрегатов на водокачках, электростанциях и т. д. Двигатели этого типа находят широкое применение также во многих других отраслях народного хозяйства, в частности в сельском и коммунальном хозяйстве, в рыбной промышленности.

Вследствие своей распространённости и низкой экономичности они расходуют большое количество жидкого горючего и поэтому перевод их на газообразное топливо является актуальной задачей. С переходом на газообразное топливо эффективный к. п. д. двигателей ещё больше падает и с учётом к. п. д. газогенератора составляет 7—9%.

Следует иметь в виду, что даже при своей малой экономичности двухтактные газовые двигатели имеют к. п. д. почти вдвое больше локомобильных установок такой же мощности, также работающих на твёрдом топливе. В условиях недостатка воды установка с двигателем внутреннего сгорания имеет дополнительные преимущества.

Двигатели малой мощности, работающие в стационарных условиях, где удовлетворительная работа газогенераторной установки легко может быть обеспечена надлежащим уходом за ней, целесообразно переводить на чисто газовый процесс. Применение газо-жидкостного процесса в таких случаях может быть оправдано лишь требованиями повышенной надёжности в установках специального назначения. Большие первоначальные затраты на переоборудование двигателя для работы на одном газе (всегда незначительные по сравнению с общей стоимостью работ) возмещаются преимуществами несложной эксплуатации и экономией жидкого топлива.

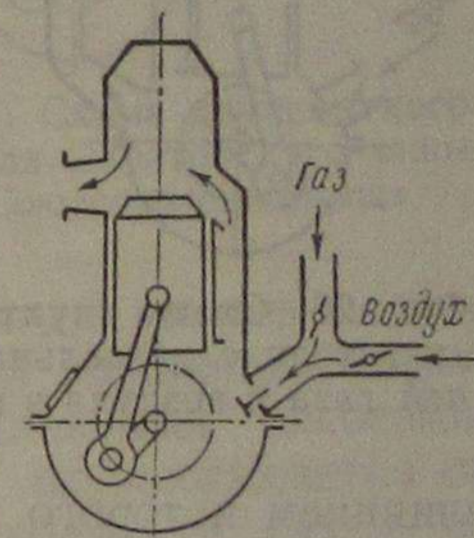
В данной работе приводится краткий обзор технологических схем перевода двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой на чисто газовый процесс.

Схема двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой газ-воздушной смесью. Простейшая схема перевода двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой представлена на фиг. 25. По этой схеме в двигателе не производится почти никаких изменений, только монтируется несколько дополнительных деталей—смеситель, предохранительный клапан, приспособления для регулирования качества и количества рабочей смеси, газопровод.

Степень сжатия и система зажигания (от запального шара) остаются без изменений. Газ и воздух подводятся по этой схеме к смесителю, откуда рабочая смесь засасывается в кривошипную камеру. По этому варианту цилиндр продувается рабочей смесью, причём около 30—40% её теряется с выпускными газами.

Опыт показывает, что при работе на малых нагрузках с бедной рабочей смесью зажигание калоризаторной головкой становится неустойчивым. Во избежание перебоев в работе приходится применять дополнительный внешний обогрев калоризатора или же переходить на обычное электрическое зажигание. В таких двигателях при работе на газе предусматривалось ручное регулирование, так как установление связи между заслонками газосмесительного устройства и осевым регулятором двигателя было бы сравнительно сложно.

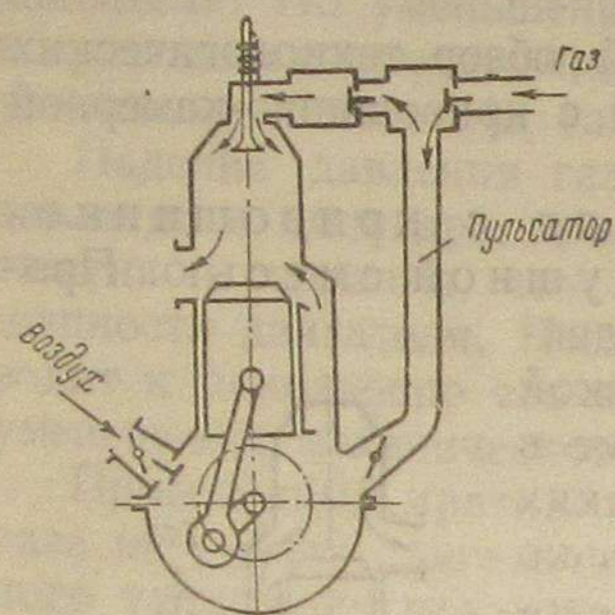
Эта схема перевода двухтактных двигателей на генераторный газ приводит к потере мощности в размере 10—15%, кроме того, всегда имеется опасность взрыва газо-воздушной смеси в кривошипной камере двигателя. По этим причинам возникло вполне оправданное стремление к разработке схемы с отдельной подачей газа и воздуха в цилиндр двигателя.



Фиг. 25. Схема двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой газ-воздушной смесью

Схема двухтактного двигателя с отдельной подачей газа и воздуха в цилиндр двигателя. Эта схема перевода двухтактных двигателей малой мощности на газ, представленная на фиг. 26, даёт возможность осуществить продувку цилиндра с меньшими потерями газа.

Газ подаётся в цилиндр при помощи так называемого пульсатора через газовпускной клапан в крышке цилиндра. На всасывающем клапане кривошипной камеры устанавливается воздушный патрубок с дроссельной заслонкой для регулировки подачи воздуха. Со стороны продувочного канала двигателя монтируется пульсатор, один конец которого присоединяется к кривошипной камере, а другой — к газовсасывающей трубе в месте присоединения её к газовпускному клапану, причём в верхней (выходной) части пульсатора имеются два обратных клапана, а в нижней части, в месте соединения с кривошипной камерой, устанавливается дроссельная заслонка для регулировки подачи газа.



Фиг. 26. Схема двухтактного двигателя с отдельной подачей газа и воздуха в цилиндр

Работа двигателя с пульсатором осуществляется следующим образом. При движении поршня вверх в картере двигателя и в соединённом с ним пульсаторе создаётся разрежение, под влиянием которого кривошипная камера заполняется воздухом, а пульсатор — газом, всасываемым через обратный клапан из газопровода. Размер пульсатора должен быть выбран таким, чтобы при работе с максимальной нагрузкой, т. е. при всасывании максимального количества газа, газ не проникал в картер. При движении поршня вниз закрывается обратный клапан в воздушном патрубке и правый (фиг. 26) клапан пульсатора; при этом происходит сжатие воздуха в кривошипной камере и газа в пульсаторе. После открытия продувочных окон начинается продувка двигателя воздухом и впуск газа в цилиндр из пульсатора через автоматически действующий газовпускной клапан.

Перевод двигателя на газ по такой схеме требует установки пульсационной трубы с системой клапанов и новой крышки двигателя с газовпускным клапаном. При изготовлении новых крышек желательно повысить степень сжатия у двигателя до 6—7. При этом будет сохранена возможность производить пуск двигателя и работать на жидком топливе.

Как и при работе на жидком топливе, рабочую смесь можно зажигать от запальника, но для большей надёжности воспламенения при пониженных нагрузках лучше оборудовать двигатель агрегатами электрического зажигания. При такой схеме подачи газа в цилиндр потери газа в процессе продувки всё же могут

быть значительными, если газ и продувочный воздух будут поступать в цилиндр двигателя одновременно. Система продувки и зарядки цилиндра газом должна быть отрегулирована таким образом, чтобы подача газа начиналась несколько позже, чем подача воздуха, и конструкция пульсатора и газовпускного клапана обеспечивала бы некоторый наддув после окончания продувки.

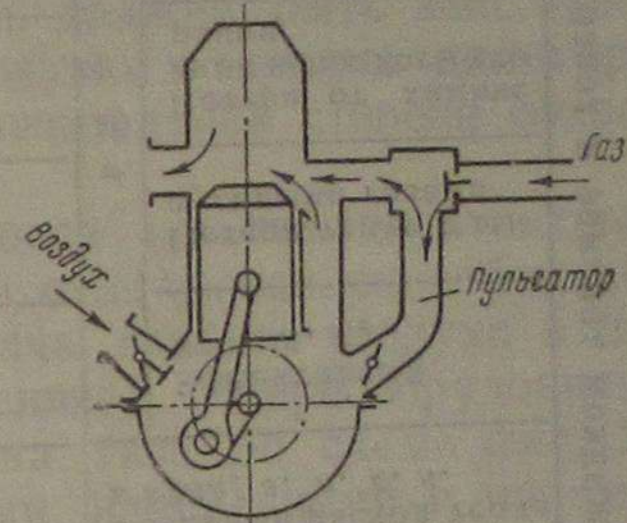
Схема двухтактного двигателя Саратовского механического завода «Союзсовхозремаш» (фиг. 27).

По этой схеме газ и воздух подводятся к цилиндру двигателя отдельно. Схема эта во многом напоминает предыдущую с отдельной подачей газа и воздуха, но газ смешивается с воздухом у входа в цилиндр. При переводе двигателей на газ по этой схеме требуются значительно менее сложные переделки, так как крышки цилиндров остаются без изменения. Двигатель Саратовского завода обратимый, т. е. он может работать и на газе и на жидком топливе. Пуск двигателя осуществляется на жидком топливе. Для перехода на газ подача жидкого топлива уменьшается перестановкой специальной рукоятки, связанной системой рычагов с топливными насосами. При работе на жидком топливе зажигание осуществляется от запальника, как у обычных нефтянок; при работе на газе — от системы электрического зажигания, состоящей из магнето и свечей автотракторного типа.

В табл. 26 приведены результаты проведённых в ЦНИИ МПС сравнительных испытаний<sup>1</sup> двигателя 2ГД-30 Саратовского завода при работе на жидком топливе и на генераторном газе.

При работе на жидком топливе этот двигатель показал эффективную мощность ниже паспортной, что является результатом повышенного гидравлического сопротивления воздушного тракта двигателя, переоборудованного для работы на газе.

Низкая экономичность двигателя при работе на газе объясняется большой потерей газа в процессе продувки, которая в сумме с потерями от химического недожога составляла около 30%. Экономичность двигателя при работе с нагрузкой, близкой к номинальной, составила 13,2%. Если считать, что горючий газ, обнаруженный в выпускных газах, является результатом только потерь при продувке, то при полном устранении этих



Фиг. 27. Схема двухтактного двигателя Саратовского завода «Союзсовхозремаш»

<sup>1</sup> В работе принимали участие кандидаты техн. наук М. Г. Маханько, Б. М. Черномордик, инж. Г. В. Мишке, техники А. А. Шлянин и Т. М. Дубинкина.



Сводная таблица результатов испытаний двигателя 2ГД-30 на жидком топливе и генераторном газе

Род топлива	Эффективная мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Удельный расход топлива в кг/л. с. ч. или л. с. ч. или кВт/л. с. ч.	Температура охлаждающей воды в °C		Колличество охлаждающей воды в кг/час	Температура воздуха в помещении в °C		Температура выходящих газов	Удельный расход тепла в ккал/л. с. ч.		Эффективный к. п. д. %	Потери тепла с выходящими газами	Потери от химической неполноты сгорания	Потери тепла с охлаждающей водой	η	L <sub>0</sub> или V <sub>0</sub>	Содержание CO в выходящих газах в %
				при входе	при выходе		воздуха	температура выходящих газов		в %	в %							
Жидкое топливо	16,2	655	0,421	10	50,3	600	16	297	4250	14,8	40,2	0,92	35	4,53	11,09	—	—	—
Генераторный газ	27,8	630	4,96	10	42,5	780	25	302	5440	11,6	36,0	29,7	16,8	4,83	0,741	43,7	—	—
	35	640	4,18	9,3	46,2	777	27,8	354	4790	13,2	38,7	21,9	17,2	3,6	0,93	34,0	—	—

потерь можно получить к. п. д. двигателя около 20%. Это значение к. п. д. может служить для оценки резервов повышения экономичности двигателя за счёт уменьшения потерь газа с продувочным воздухом. Потери газа при такой схеме работы двигателя (фиг. 27) могут быть уменьшены соответствующим выбором размеров и гидравлических сопротивлений пульсатора и продувочного канала. Необходимо, чтобы в начале процесса продувки в цилиндр двигателя поступал воздух по обоим каналам. Подача газа должна начинаться с некоторым запаздыванием, а к концу продувки выходная часть пульсатора вновь должна быть заполнена воздухом. При такой работе системы продувки и зарядки цилиндра воздухом потери газа могут быть в значительной степени сокращены.

Все три рассмотренные схемы перевода на газ двухтактных двигателей малой мощности в основном отличаются способом подачи газа в цилиндр. Раздельная подача газа и воздуха в цилиндр, безусловно, является прогрессивной. Переоборудование двухтактного двигателя для работы на газе по схеме фиг. 27 связано с небольшими конструктивными изменениями и поэтому может быть рекомендовано для первого этапа перевода двигателей на газ. Однако наиболее перспективной следует считать вторую схему (фиг. 26), которая даёт возможность не только устранить потери газа с продувочным воздухом, но и повысить мощность и экономичность двигателя (по сравнению с третьей схемой) вследствие повышения степени сжатия и обеспечения некоторого наддува.

При наладке двигателя для работы с пульсатором необходимо обратить внимание на следующие особенности рассмотренных схем продувки цилиндра и подачи в него газа. Заполнение кривошипной камеры воздухом и пульсатора газом регулируется соответствующими дроссельными заслонками, но подача газа и воздуха в цилиндр не управляется. При неправильно выбранном соотношении сопротивлений этих каналов (повышенное сопротивление продувочного канала) воздух из картера в цилиндр направляется в основном через пульсатор; тогда газ подаётся в цилиндр в начале продувки и, следовательно, потери его с продувочным воздухом велики.

Если же сопротивление пульсатора значительно выше, чем у продувочного канала, то воздух из кривошипной камеры направляется в основном через продувочный канал и газ из пульсатора в процессе зарядки цилиндра вытесняется неполностью. При последующем всасывании часть газа из пульсатора поступает в картер двигателя, который при этом фактически работает с картерной продувкой газо-воздушной смесью.

Регулировка гидравлических сопротивлений продувочных каналов воздушного и газового (пульсатора) должна быть произведена при наладочных испытаниях подбором калиброванных диафрагм, которые следует устанавливать в этих каналах.

Расчёт газопровода к двигателю производится по расходу газа и допустимой средней скорости его в газопроводе, которая может приниматься равной 5—8 м/сек. Такие сравнительно невысокие значения расчётной скорости газа следует принимать вследствие резко выраженного пульсационного движения газа в значительной части газопровода (так как калоризаторные двигатели обычно одно- или двухцилиндровые). Пульсатор рассчитывается по объёму газа, поступающего в цилиндр двигателя за каждый цикл. При расчёте газовпускного клапана ориентировочно можно принять, что он открывается и закрывается одновременно с продувочными окнами. Тогда время открытия клапана будет равно

$$\tau = \frac{\alpha}{6n} \text{ сек.},$$

где  $\alpha$  — угол поворота кривошипа, соответствующий открытию окон;

$n$  — число оборотов двигателя в минуту.

Зная расход газа за цикл и время открытия газовпускного клапана, можно определить проходное сечение последнего. Расчётная скорость газа может быть принята равной 50 м/сек.

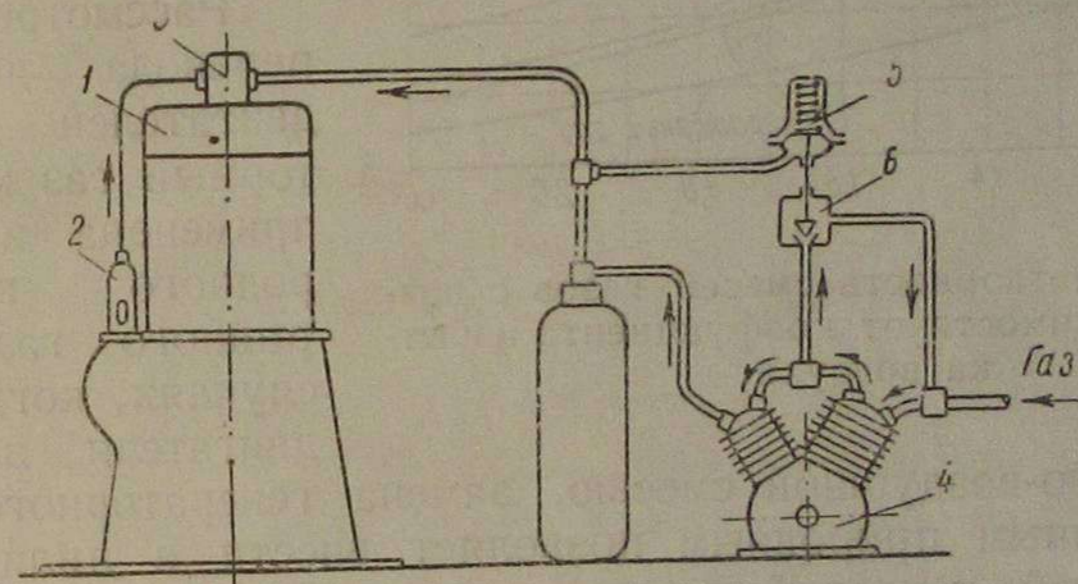
## 2. Двухтактные двигатели большой мощности

Принципиальные особенности перевода двухтактных двигателей на генераторный газ (по сравнению с четырёхтактными) вытекают из процессов зарядки цилиндра рабочей смесью. Совмещение процессов выпуска и зарядки цилиндра воздухом делает нецелесообразной подачу газа в цилиндр в процессе продувки вследствие больших потерь газа. Поэтому при переводе на газообразное топливо двухтактных двигателей большой мощности должна применяться отдельная подача газа и воздуха в цилиндры.

Для двигателей большой мощности, оборудованных специальными продувочными насосами, пульсационная зарядка цилиндров неприменима.

В настоящее время используются две технологические схемы перевода на газообразное топливо двухтактных двигателей большой мощности высокого сжатия. По первой схеме подача газа в двигатель производится под давлением порядка 60—70 атм в конце хода сжатия (двигатели Нордберг). При этом вместе с газом подаётся небольшая присадка запального жидкого топлива. Необходимость сжатия газа до такого высокого давления усложняет установку и делает эту схему целесообразной только для высококалорийных природных газов. Для генераторного же газа схема эта не представляет практического интереса, так как приведёт к весьма большому расходу энергии на работу газового компрессора. Переоборудование двухтактного двигателя для работы на природном газе в этом случае сводится к замене

обычной дизельной форсунки новой, работающей на смешанном топливе. При работе с такой комбинированной форсункой регулирование двигателя остаётся таким же, как и при работе на одном жидком топливе, так как сохраняется обычная связь регулятора двигателя с топливным насосом. Жидкое топливо в данном случае является не только средством зажигания газо-воздушной смеси и увеличения теплового заряда, но и рабочим телом гидравлической передачи к газовому клапану. Регулятор двигателя изменяет подачу жидкого топлива и величину открытия газового клапана.



Фиг. 28. Схема топливоподачи двухтактного двигателя высокого сжатия: 1—двигатель; 2—топливный насос; 3—форсунка смешанного топлива; 4—компрессор; 5—регулятор давления газа; 6—перепускной клапан

Работа газового компрессора также регулируется автоматически перепуском газа из ступени низкого давления компрессора в газопровод. Принципиальная схема установки представлена на фиг. 28. Сохранение высокой экономичности и полной обратимости двигателя делает эту схему рациональной для использования высококалорийного газа в двухтактных двигателях. Принятая схема регулирования обеспечивает достаточно высокую экономичность процесса при малых нагрузках.

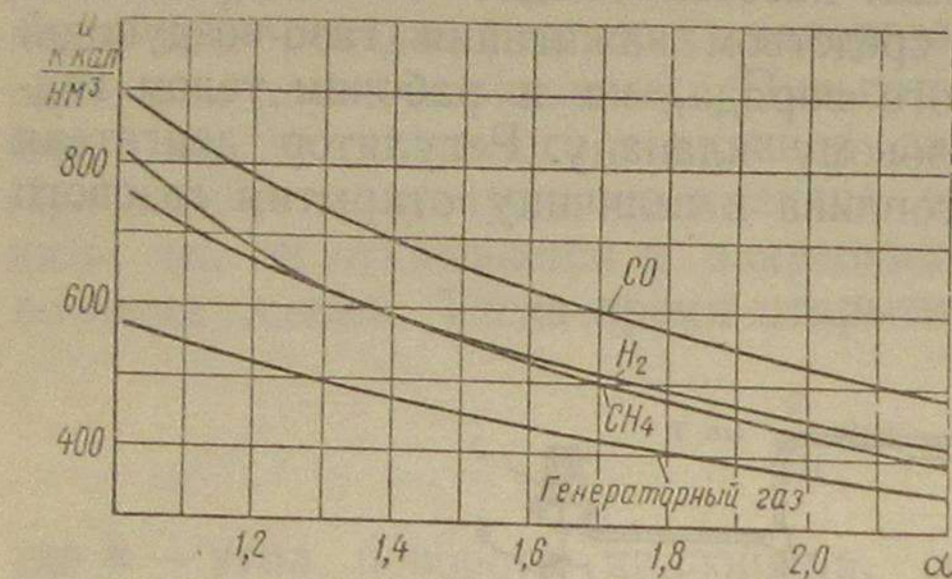
Для перевода по этой схеме двухтактных двигателей на газообразное топливо необходима установка газового компрессора высокого сжатия, в чём основной недостаток этой схемы.

При использовании генераторного газа в двухтактных двигателях большой мощности применяется другая схема рабочего процесса, при которой газ подаётся в цилиндр двигателя в начале хода сжатия под небольшим давлением порядка 2—4 атм. Рабочая смесь в конце хода сжатия может воспламениться от электрозапала или же от запального жидкого топлива в зависимости от принятого рабочего процесса. Цилиндр должен продуваться воздухом тех же параметров, что и при работе на жидком топливе. По окончании продувки в цилиндр подаётся генераторный газ, объём которого вследствие его низкой теплотворности

весьма значителен. Поэтому даже при условии сохранения в прежних пределах давления конца сжатия степень сжатия у двигателя должна быть уменьшена. Требуемое снижение степени сжатия особенно значительно при переходе на чисто газовый процесс с электрическим зажиганием.

Вследствие уменьшения степени сжатия двигателя неизбежно понижение экономичности рабочего процесса.

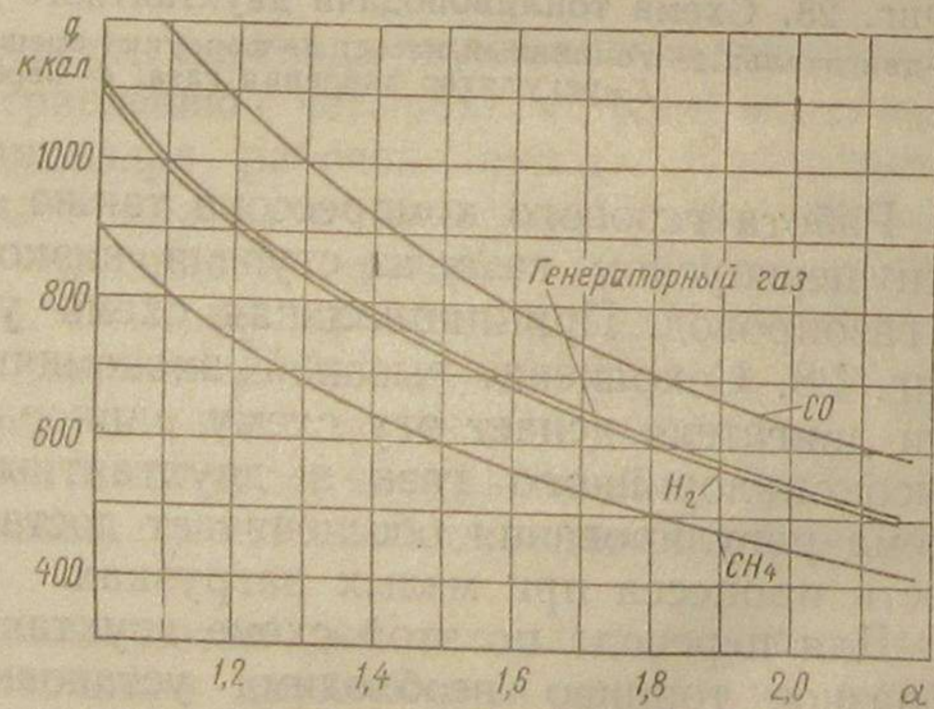
Рассмотренная схема перевода двухтактных двигателей на генераторный газ может быть применена и для природного высококалорийного газа. В тех случаях, когда цилиндр двигателя заполняется



Фиг. 29. Теплотворность смесей газов с воздухом в зависимости от коэффициента избытка воздуха

горючей газозвушной смесью, замена генераторного газа высококалорийным природным позволяет внести в цилиндр двигателя большой тепловой заряд и, следовательно, получить большую мощность. Но если цилиндр двигателя вначале заполняется воздухом, а затем в него вводится газ, то при богатом природном газе тепловой заряд цилиндра оказывается меньше, чем при низкокалорийном генераторном газе, поэтому и развиваемая двигателем мощность будет соответственно меньше.

На фиг. 29 изображены графики изменения теплотворности газозвушных смесей отдельных газов (в ккал/нм³ смеси) в зависимости от коэффициента избытка воздуха, а на фиг. 30 — графики тепловых зарядов, получающихся при смешении различных газов с 1 нм³ воздуха (при разных коэффициентах избытка воздуха). Как видно из приведённых графиков, полученных расчётным путём, лучшим топливом для двигателей является окись углерода. Метан с теплотворностью, в несколько раз большей, чем теплотворность генераторного газа, при использовании в дви-



Фиг. 30. Тепловой заряд на 1 м³ воздуха для разных газов в зависимости от α

гателе, работающем по указанной схеме, менее эффективен. Но меньший объём газа, добавляемого в цилиндр к воздуху (при постоянном тепловом заряде), позволяет допустить в двигателе более высокую степень сжатия.

При переводе двухтактного двигателя на газ по рассмотренной выше схеме он должен быть оборудован газовым компрессором и газопускными клапанами в крышках рабочих цилиндров. Газопускные клапаны должны иметь привод от распределительного вала двигателя. Кроме того, двигатель должен быть оборудован газовыми коммуникациями с газорегулирующим устройством и системой электрического зажигания (при переходе на чисто газовый процесс).

На железнодорожном транспорте имеются двухтактные двигатели такого типа мощностью 300 и 500 л. с., работающие на природном и генераторном газе. При работе на природном газе, который обычно подводится к двигателю с избыточным давлением, не требуется установки специального компрессора для сжатия газа. Это не только сильно упрощает установку, но и повышает эффективный к. п. д. двигателя (нет расхода энергии на сжатие газа).

Испытания переведённого на природный газ по такой схеме двухтактного двигателя ЗД  $\frac{35,5}{35,5}$  («Кларк») мощностью

300 л. с. показали сравнительно высокую экономичность и устойчивость рабочего процесса при повышенной нагрузке. Работая с эффективной мощностью 234 л. с. (паспортная мощность на жидком топливе 300 л. с.), двигатель имел эффективный к. п. д.  $\eta_e = 28\%$ . Однако при уменьшении нагрузки к. п. д. двигателя резко падал, так как регулирование у двигателя было качественное. Для уменьшения коэффициента избытка воздуха в рабочей смеси при пониженных нагрузках двигатель был снабжён автоматическим перепускным клапаном, который перепускал часть воздуха из продувочного коллектора в атмосферу. Тем самым, в какой-то мере регулирование приближалось к количественному, что подтверждается данными по коэффициенту избытка воздуха в продуктах сгорания (табл. 27). Однако такое регулирование приводило к ухудшению качества продувки и, как видно из табл. 27, к большим потерям от химического недожога, которые при переходе на холостой ход составляли 37,4%.

При пониженных нагрузках двигатель работал неустойчиво с большими пропусками вспышек по отдельным цилиндрам вследствие обеднения рабочей смеси.

На фиг. 31 показано, как изменялись составляющие теплового баланса двигателя в зависимости от нагрузки.

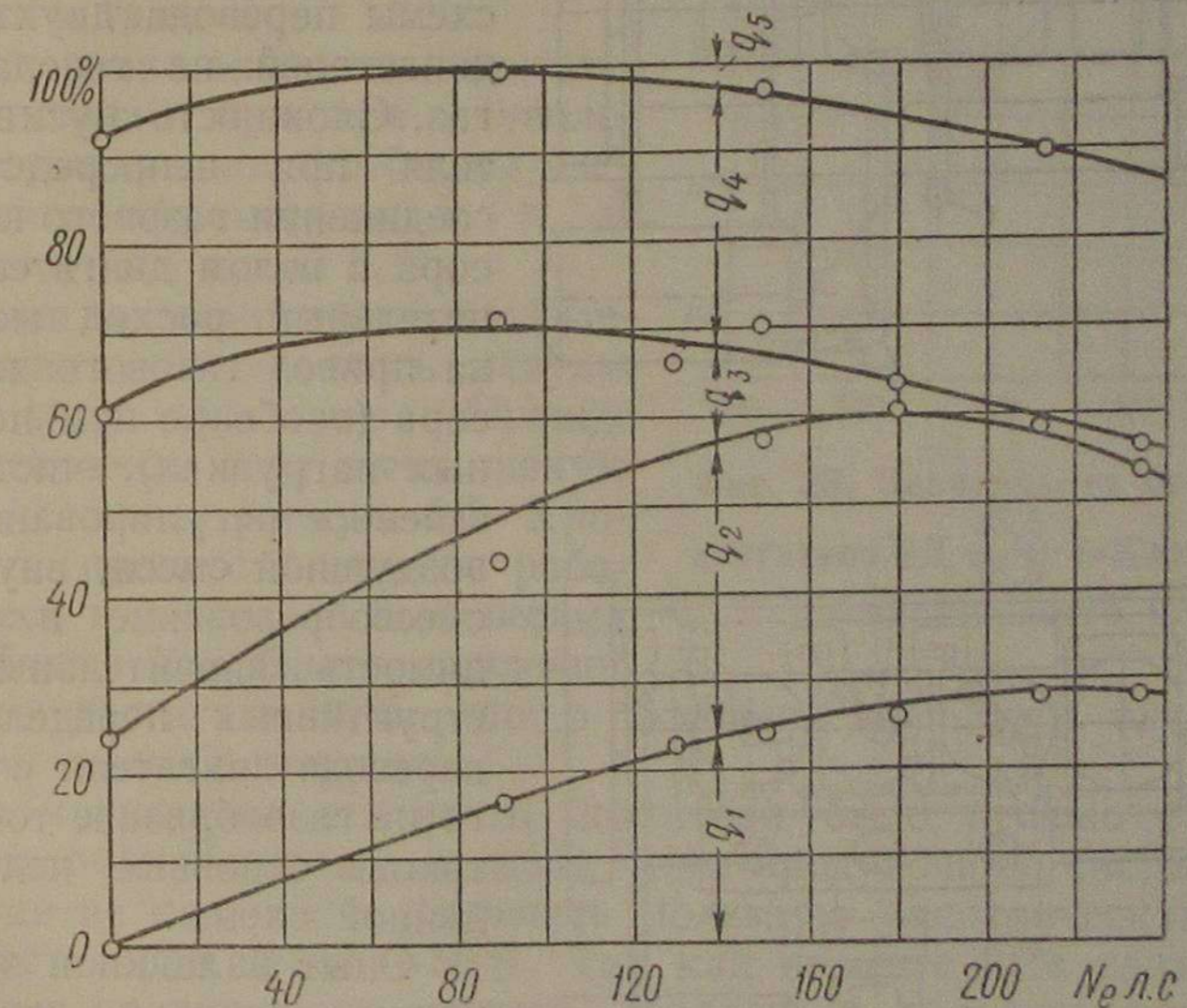
По такой же схеме двигатели «Кларк» работают и на генераторном газе (фиг. 32).

Наименование показателей	Размерность	Эффективная мощность в л. с.						
		0	91	128	151	181	212	234
Температура воздуха в помещении . . . . .	°С	27	34	34	34	34,5	34,5	34,5
Температура охлаждающей воды:								
а) вход . . . . .	°С	32	39	—	39	—	39	—
б) выход . . . . .	°С	38,5	48	—	51	—	50	—
Температура выпускных газов . . . . .	°С	320	350	362	370	379	—	398
Расход охлаждающей воды . . . . .	кг/час	16 740	11 900	—	9930	—	13 500	—
Состав продуктов сгорания:								
CO <sub>2</sub> . . . . .	%	2,5	3,4	3,0	3,4	3,7	4,4	5,8
O <sub>2</sub> . . . . .	%	16,4	15,0	15,7	15,3	14,3	13,2	10,5
CO . . . . .	%	0,25	0,55	0,65	0,1	1,33	—	0,0
H <sub>2</sub> . . . . .	%	0,15	0,62	0,4	0,0	0,2	—	0,11
CH <sub>4</sub> . . . . .	%	1,4	0,62	0,0	0,4	0,0	—	0,17
N <sub>2</sub> . . . . .	%	79,3	79,81	80,25	80,8	81,47	82,6	83,41
Число оборотов двигателя . . . . .	об/мин.	325	325	324	322	322	322	322
Расход газа двигателем . . . . .	нм <sup>3</sup> /час	42	42,5	42,5	47,5	52,5	57,5	62
Эффективный к. п. д. . . . .	%	0	16,1	22,6	23,95	25,9	27,8	28,3
Потери тепла с охлаждающей водой . . . . .	%	31	30	—	30	—	31	—
Потери тепла с выпускными газами . . . . .	%	24,3	27,8	—	33,8	34,9	30,4	24,5
Потери тепла от химического недожога . . . . .	%	37,4	27,9	10,1	12,45	3,97	0	3,35
Коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания (с продувочным воздухом) . . . . .	—	2,8	2,72	3,69	2,94	2,88	2,5	1,86

Двигатели мощностью 300 л. с. ( $3Д \frac{35,5}{35,5}$ ) имеют следующую паспортную характеристику при работе на генераторном газе:

Цилиндровая мощность $N_e$ . . . . .	100 л. с.
Диаметр цилиндров $D$ . . . . .	355 мм
Ход поршня $S$ . . . . .	355 »
Давление конца сжатия $p_c$ . . . . .	11—12 ата
Давление сгорания $p_z$ . . . . .	23—24 »
Давление продувочного воздуха $p_s$ . . . . .	1,3 »
Давление газа перед газовпускными клапанами $p_2$ . . . . .	4—5 »
Температура выпускных газов $t_{e,2}$ . . . . .	300—310 °С
Угол предварения зажигания $\varphi$ . . . . .	25° до в. м. т.
Эффективный к. п. д. $\eta_e$ . . . . .	25%

Газовпускные клапаны, расположенные в крышках цилиндров, приводятся в движение от распределительного вала, который при работе двигателя на жидком топливе служит для привода топливных насосов. Газовый одноцилиндровый компрессор (у трёхцилиндровых двигателей) имеет привод от вала двигателя; шатун газового компрессора присоединяется к колену вала среднего цилиндра. Компрессор двойного действия имеет диаметр цилиндра 290 мм (и такой же, как у двигателя, ход поршня). Производительность компрессора около 650 м<sup>3</sup>/час. При давлении газа после сжатия около 5 ата мощность, потребляемая компрессором, примерно равна 40 л. с., что по отношению к паспортной мощности двигателя составляет более 13%.



Фиг. 31. Тепловой баланс двигателя  $3Д \frac{35,5}{35,5}$  («Кларк») при работе на природном газе:

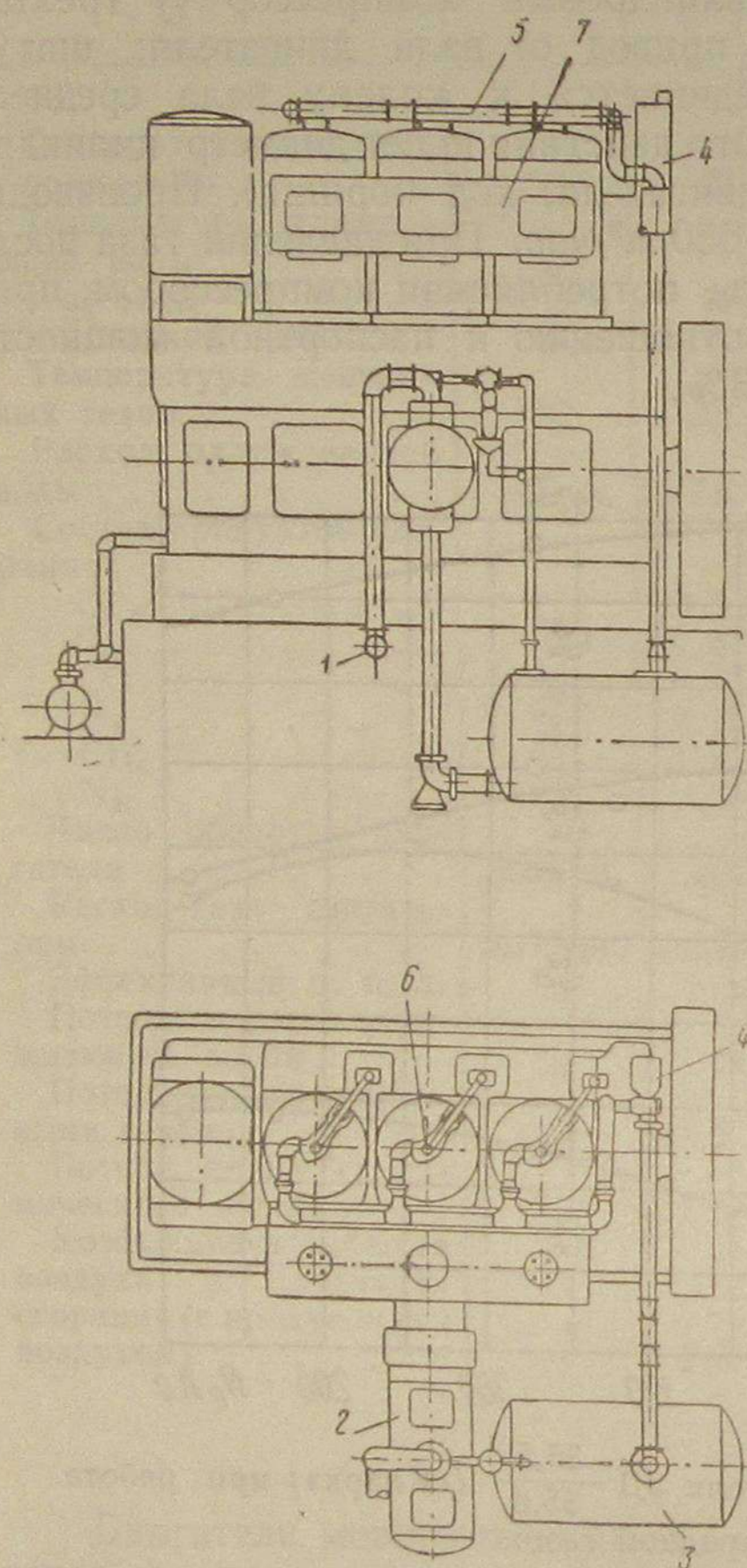
$q_1$  — полезно использованное тепло;  $q_2$  — потери тепла с выпускными газами;  $q_3$  — потери от химического недожога;  $q_4$  — потери тепла с охлаждающей водой;  $q_5$  — прочие тепловые потери

Рабочая смесь зажигается в цилиндре при помощи магнето и свечей автотракторного типа. Двигатель регулируется изменением подачи газа в цилиндры при помощи дроссельного клапана, связанного с регулятором. Производительность газового компрессора при работе двигателя с переменными нагрузками остаётся постоянной; подача газа к двигателю регулируется перепускным клапаном, который при превышении давления в нагнетательном газопроводе перепускает газ в газопровод низкого давления.

Такая схема регулирования подачи газа приводит не только к излишним потерям энергии на сжатие перепускаемого газа, но и к повышению температуры газа перед двигателем. Перепускаемый из нагнетательной линии горячий газ повышает температуру всасываемого газа и приводит к значительному росту температуры газа после сжатия.

По приведённой краткой характеристике двигателя можно заметить ряд принципиальных недостатков этой схемы перевода двухтактных двигателей на генераторный газ. Сложность пуска двигателя при непосредственном соединении газового компрессора с валом двигателя, значительный расход мощности на привод газового компрессора (особенно при пониженных нагрузках), чисто качественное регулирование газозвушной смеси, внутреннее смесеобразование и необходимость значительных конструктивных переделок при переводе двигателя с жидкого на газообразное топливо — таковы основные недостатки данной схемы.

Опыт наладки и эксплуатации данного двигателя привёл к следующим количественным показателям. По паспортной характеристике двигатель, работая на газе с калорийностью  $Q_2 = 1168$  ккал/нм<sup>3</sup>, должен развивать цилиндрическую мощность, равную 100 л. с., при эффективном к. п. д. 0,25. В действительности же при  $Q_2 = 1165$  ккал/нм<sup>3</sup> мощность на клеммах генератора составляла лишь 130 квт, что при к. п. д. генератора 0,9 и расходе мощности на газовый компрессор 40 л. с. соответствует цилиндрической мощности двигателя 80 л. с. Расход



Фиг. 32. Общий вид двухтактного двигателя ЗД  $\frac{35,5}{35,5}$  («Кларк»), оборудованного для работы на генераторном газе: 1—газопровод к двигателю; 2—газовый компрессор; 3—резервуар сжатого газа; 4—регулятор; 5—газовый коллектор; 6—газовпускной клапан; 7—выпускной коллектор

максимум генератора составляла лишь 130 квт, что при к. п. д. генератора 0,9 и расходе мощности на газовый компрессор 40 л. с. соответствует цилиндрической мощности двигателя 80 л. с. Расход

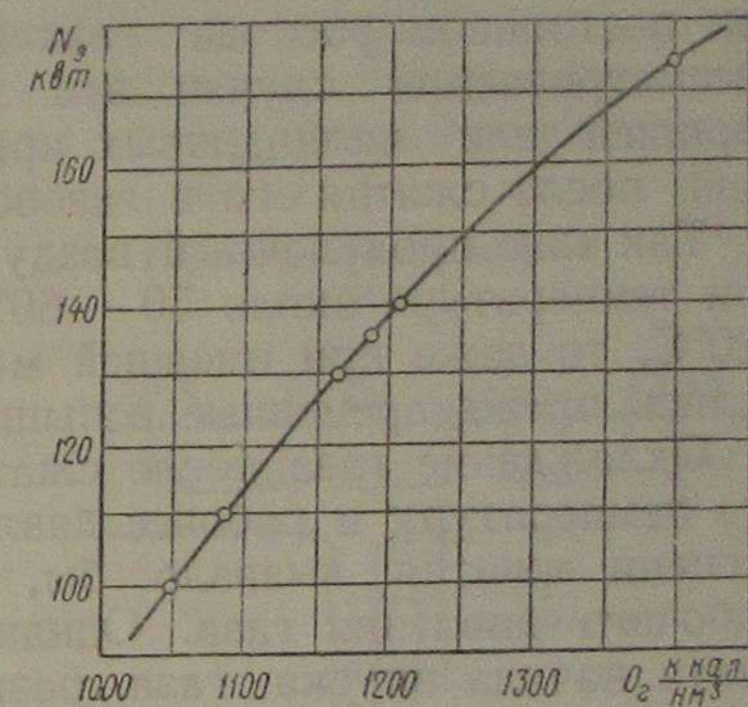
газа при этом был равен паспортному, и эффективный к. п. д. двигателя составлял 0,203.

Мощность двигателя в значительной мере зависела от качества генераторного газа, так как с ухудшением качества газа не только уменьшался тепловой заряд цилиндров (при постоянной производительности газового компрессора), но и ухудшалась горючесть газа. Кроме того, уменьшение индикаторной мощности двигателя при постоянном расходе энергии на привод компрессора приводило к резкому снижению полезной мощности двигателя. На фиг. 33 приведена зависимость максимальной мощности двигателя от теплотворности генераторного газа.

Паспортная мощность двигателя достигалась при газе с теплотворностью, равной 1360 ккал/нм<sup>3</sup>. При этом эффективный к. п. д. двигателя был равен 0,21.

Малая экономичность двигателя в основном являлась результатом двух факторов. Прежде всего двигатель имел очень низкую степень сжатия, равную 4,6. Кроме того, процесс сгорания рабочей смеси в двигателе был весьма неустойчив. Колебания давлений сгорания достигали 30%, что в основном являлось следствием плохого смесеобразования.

Для повышения мощности двигателя было решено производить дозарядку цилиндров газом через продувочную систему. Это мероприятие позволило увеличить полезную электрическую мощность установки на 40—50%. Так как не менее 40% газа, подаваемого в продувочную систему, терялось в процессе продувки, а размер дозарядки достигал 40—45% количества газа, подаваемого компрессором, то следовало ожидать ухудшения к. п. д. двигателя при дозарядке цилиндра газом. Сравнительные испытания двигателя при работе без дозарядки и с дозарядкой показали, однако, что в последнем случае к. п. д. несколько выше. Причиной такого неожиданного результата следует считать в основном улучшение процесса смесеобразования, а следовательно, и процесса сгорания. Наблюдалось также некоторое снижение коэффициента избытка воздуха в цилиндре при пониженных нагрузках. Так как у двигателя регулирование чисто качественное (изменением количества газа), то при снижении нагрузки заметно ухудшается процесс сгорания. Попытки дросселирования продувочного воздуха, как и в случае работы на природном газе, не дали положительных результатов, так как при этом ухудшался про-



Фиг. 33. Зависимость мощности двигателя ЗД  $\frac{35,5}{35,5}$  («Кларк») от теплотворности газа

цесс продувки; вследствие роста коэффициента остаточных газов ухудшалась экономичность рабочего процесса.

Повышение мощности двигателя дозарядкой газа через продувочную систему хотя и нерационально, однако в рассматриваемом случае оно было достаточно эффективно.

Отдельные недостатки работы указанного двигателя не являются принципиальными для данной схемы перевода двухтактных двигателей на газ. Повышение степени сжатия у двигателя до 7—7,5 могло бы в значительной степени повысить экономичность при постоянном расходе газа и мощности двигателя. Однако в рассматриваемом случае это не только потребовало бы смены поршней или цилиндрических крышек, но и введения охлаждения газа после сжатия его в газовом компрессоре.

Так как продувочный воздух из насоса поступал в двигатель при температуре около 50—60°C, а газ при температуре более 120°C, то даже при имевшей место низкой степени сжатия наблюдались преждевременные вспышки.

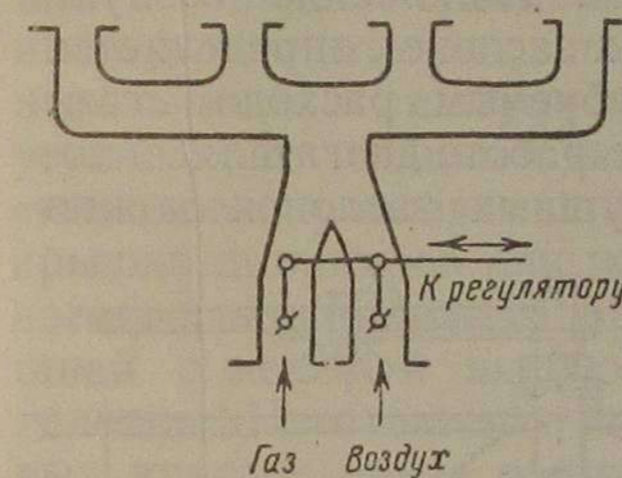
Охлаждение газа после сжатия его в компрессоре снизило бы его температуру и рабочее давление компрессора. Повышение же степени сжатия вызвало бы, напротив, некоторое повышение рабочего давления газа. Однако соответствующим выбором момента начала впуска газа, размеров сечения газовпускных клапанов и времени их открытия можно обеспечить работу двигателя с давлением газа, превышающим давление продувочного воздуха не более чем на 2—3 ат. Но и в этом случае экономичность двухтактного двигателя, работающего на газе по такой схеме, ниже, чем у четырёхтактного соответствующих параметров. Основные же достоинства двухтактного двигателя по сравнению с четырёхтактным — большая удельная мощность и особенно меньшая конструктивная сложность — при этом также утрачиваются. Последнее обстоятельство и является причиной того, что двухтактные газовые двигатели большой мощности до последнего времени не получили широкого распространения в энергетике.

### 3. Четырёхтактные двигатели

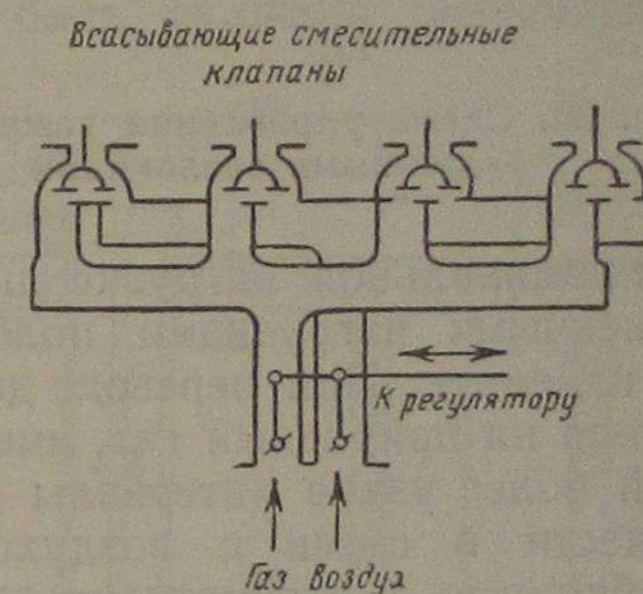
Переоборудование и наладка четырёхтактных двигателей высокого сжатия для работы на генераторном газе с электрическим зажиганием при низком сжатии. Переоборудование двигателя высокого сжатия для работы на газе с электрическим зажиганием связано с рядом существенных переделок. С двигателя снимается вся топливная аппаратура жидкого топлива (топливные фильтры, насосы, форсунки, топливопроводы), и всасывающая система оборудуется газосмесительным устройством, обеспечивающим подачу в двигатель газо-воздушной смеси.

При переводе на газ двигателей с цилиндрической мощностью до 50 л. с. или с агрегатной мощностью до 100 л. с. газосмесительное

устройство может быть выполнено по схеме фиг. 34. В этом случае коллектор работающего двигателя будет заполнен горючей газо-воздушной смесью, поэтому на коллекторе или же на прилегающем к нему газопроводе необходимо установить предохранительный клапан. Для двигателей с большей цилиндрической или агрегатной мощностью газосмесительные устройства выполняются по схемам, указанным на фиг. 35 или 36. При этом газ смешивается с воздухом непосредственно перед клапанами двигателя и взрывоопасность устраняется (по газовому тракту не должно быть подсоса воздуха). Размеры газопровода, газового коллектора и воздушных патрубков при проектировании газосмесительных устройств определяются на основании предварительных расчётных



Фиг. 34. Схема газосмесительного устройства двигателей малой мощности

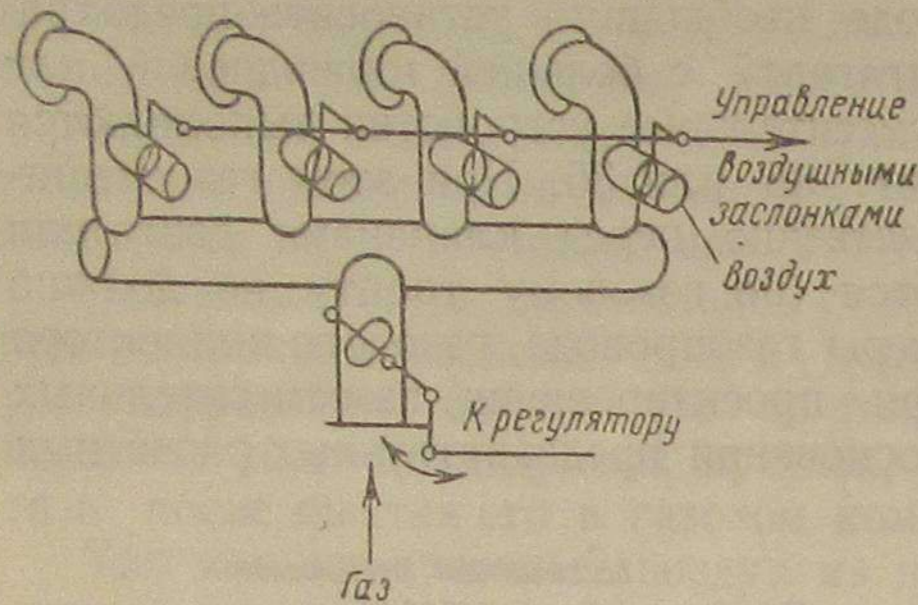


Фиг. 35. Схема газосмесительного устройства двигателей большой мощности

данных о расходе газа двигателем. Объёмный расход газа двигателем при выборе размеров газосмесительного устройства должен быть увеличен против приведённого к нормальным условиям на 50% для того, чтобы учесть действительные параметры газа (давление и температура) в газопроводе и возможное увеличение расхода при ухудшении качества газа. Размеры газопровода и коллектора определяются по допустимой скорости газа и рабочей смеси в трубопроводах, равной 8—10 м/сек. Аналогично рассчитываются воздухоприёмные патрубки для выполнения газосмесительных устройств по схемам фиг. 34, 35 и 36. Допустимая скорость воздуха в патрубках может быть принята равной 20—30 м/сек с отнесением ко времени всасывания.

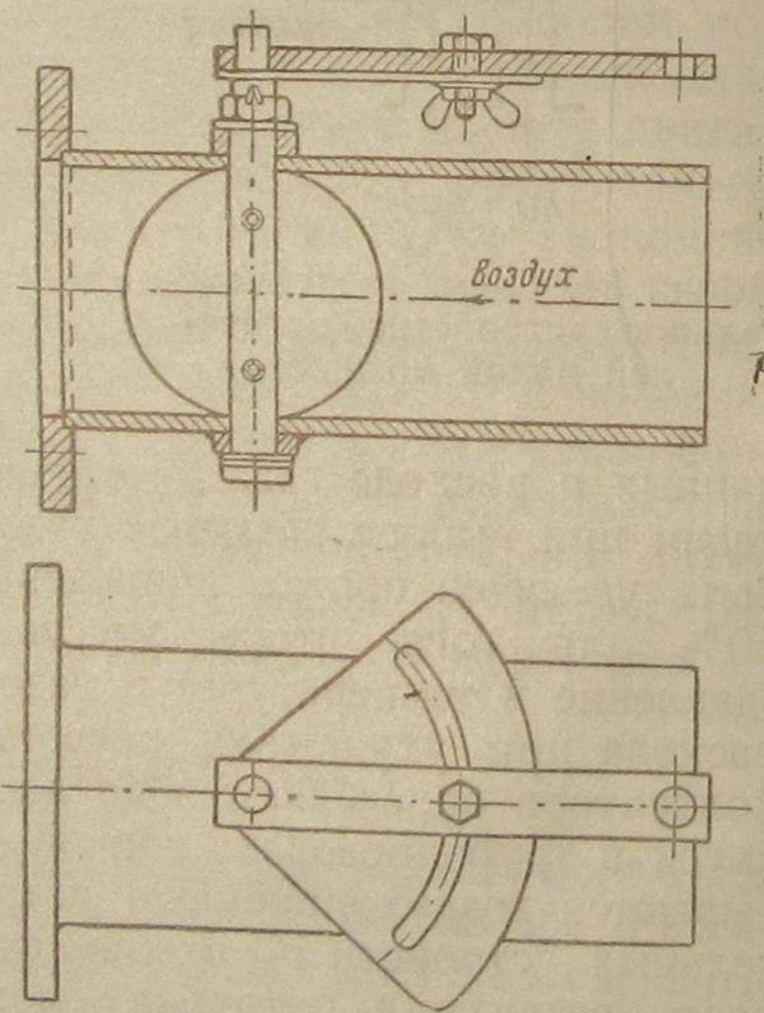
Конструктивно газосмесительное устройство должно быть выполнено таким образом, чтобы ёмкость системы, заполненной газо-воздушной смесью, до поступления её во всасывающие клапаны была минимальной. Это достигается такой компоновкой газовой системы, при которой смешение газа с воздухом происходит непосредственно перед всасывающими клапанами (фиг. 35) или же в цилиндре двигателя (фиг. 34) в процессе всасывания.

Газосмесительное устройство должно быть оборудовано одним регулирующим газовым дроссельным клапаном или заслонкой, управляемой регулятором двигателя. Подвод газа к газовому коллектору при числе цилиндров у двигателя от 4 и более следует делать в середине коллектора, так как односторонний подвод газа приводит к сложной регулировке распределения нагрузки по цилиндрам.



Фиг. 36. Схема управления газовой и воздушными заслонками

При работе на генераторном газе управление воздушными заслонками может быть принято ручным. Положение воздушных заслонок определяется требуемым расходом газа при номинальной нагрузке двигателя. При работе двигателя с пониженными нагрузками положение воздушных заслонок можно не изменять. При переводе двигателя на природный газ, имеющий более узкие интервалы горючести в смеси с воздухом, необходимо автоматизировать управление и воздушными заслонками. В большинстве случаев газовый дроссель связывается с регулятором двигателя системой рычагов. Соотношения плеч рычагов привода газового дросселя рассчитывают исходя из величины рабочего хода регуляторной тяги. Для возможности изменения соотношения между ходом регуляторной тяги и углом поворота газового дросселя механизм должен иметь звено, позволяющее менять длины плеч сопрягающихся рычагов.



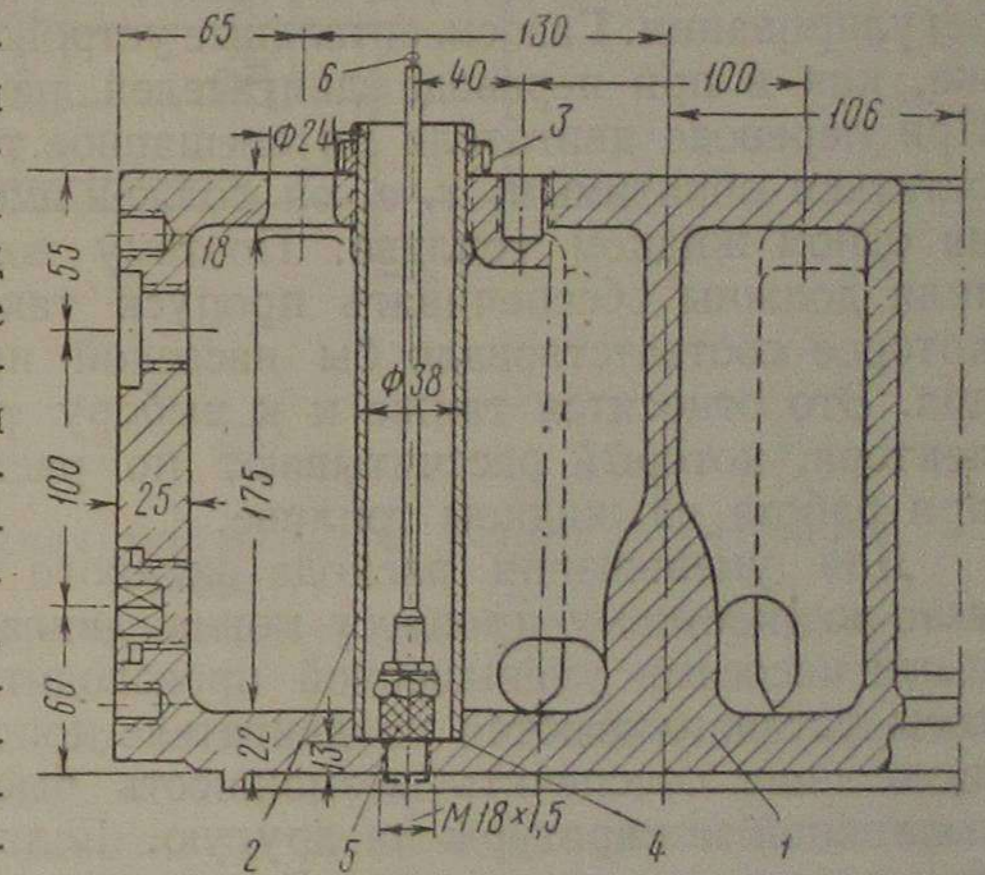
Фиг. 37. Воздухоприёмный патрубок с дросселем

Для возможности регулировки качества газозвоздушной смеси для каждого цилиндра воздушные дроссели должны быть оборудованы специальными приспособлениями — установочными секторами. На фиг. 37 представлена одна из возможных конструкций воздухоприёмных патрубков, оборудованных такими секторами. Таким же приспособлением для корректировки положения должна

быть оборудована и газовая заслонка. При переводе на газ двигателей, оборудованных всасывающим коллектором, наиболее целесообразно выполнять газозвоздушную систему по схеме фиг. 36, при этом всасывающий коллектор становится газовым. Воздушные патрубки с заслонками устанавливаются на стояках, связывающих коллектор с всасывающими клапанами двигателя. Воздушные патрубки должны иметь длину не менее 3—5 диаметров, для того чтобы избежать выброса через них в машинное помещение газозвоздушной смеси (вследствие пульсаций в системе при работе двигателя).

Следующей большой работой при переоборудовании двигателя является уменьшение степени сжатия, которое должно быть выполнено в соответствии с изложенными выше указаниями (см. стр. 19). Степень сжатия может быть снижена различными путями: при разьёмном шатуне — уменьшением длины шатуна; при неразьёмном шатуне — установкой специальных «толстых» прокладок под крышки цилиндров или же изготовлением новых поршней с меньшей высотой головки. Изготовление новых крышек менее рационально ввиду их значительно большей сложности.

Для зажигания рабочей смеси двигатель оборудуется системой электрического зажигания. Зажигание лучше осуществлять от магнето с приводом его от распределительного вала двигателя. При переводе на газ двигателей с блочными топливными насосами магнето может быть установлено на место топливных насосов. При выборе места для установки магнето необходимо иметь в виду направление его вращения. Магнето должно быть с пружинным ускорителем для обеспечения пуска двигателя. Свечи зажигания можно устанавливать в гнездах для форсунок при помощи переходных вставок. При диаметре цилиндра более 300 мм целесообразно ставить вторую свечу, которая может быть установлена по способу, указанному на фиг. 38. Так как максимальные размеры втулки по диаметру ограничены, лучше применять малогабаритные свечи, при использовании которых можно устанавливать



Фиг. 38. Установка свечи зажигания в крышке двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо») с цилиндровой мощностью 50 л. с:  
1—цилиндровая крышка; 2—втулка; 3—контргайка; 4—прокладка; 5—свеча; 6—удлинитель

лучше осуществлять от магнето с приводом его от распределительного вала двигателя. При переводе на газ двигателей с блочными топливными насосами магнето может быть установлено на место топливных насосов. При выборе места для установки магнето необходимо иметь в виду направление его вращения. Магнето должно быть с пружинным ускорителем для обеспечения пуска двигателя. Свечи зажигания можно устанавливать в гнездах для форсунок при помощи переходных вставок. При диаметре цилиндра более 300 мм целесообразно ставить вторую свечу, которая может быть установлена по способу, указанному на фиг. 38. Так как максимальные размеры втулки по диаметру ограничены, лучше применять малогабаритные свечи, при использовании которых можно устанавливать

штулки с внутренним диаметром 30 мм. Электрическую проводку от магнето к свечам необходимо защищать от механических повреждений и разрушающего действия масла. Величины углов предварения зажигания могут быть указаны только ориентировочно. У двигателей с числом оборотов от 500 до 400 угол предварения зажигания должен составлять около  $25^\circ$ . С увеличением числа оборотов угол предварения зажигания несколько увеличивается. Наиболее выгодное предварение зажигания выбирается опытным путём при наладке двигателя.

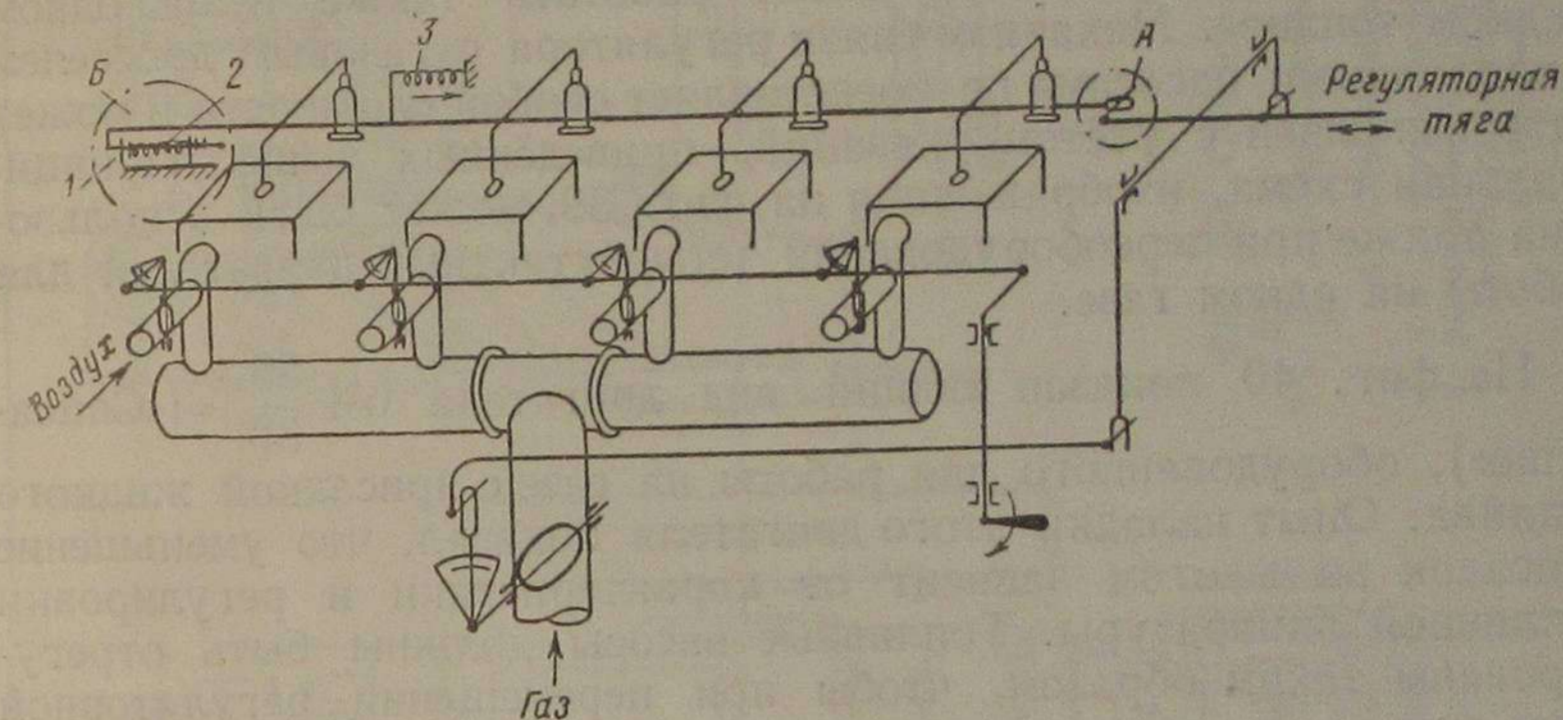
Переоборудование и наладка двигателей высокого сжатия для работы на газе с присадкой жидкого топлива и сохранением степени сжатия. Переоборудование двигателя для работы на смешанном топливе значительно проще и сводится в основном к установке на нём газосмесительного устройства и некоторому изменению системы регулирования. Газосмесительные устройства изготавливаются такими же, как и при переводе двигателей на чисто газовый процесс. При переводе двигателя на смешанное топливо двигатель должен остаться обратимым, т. е. он должен иметь возможность работать на одном жидком топливе. Поэтому воздушные патрубки двигателя должны обеспечивать пропуск такого количества воздуха, которое соответствовало бы насосной производительности цилиндра. Это относится также и к выбору размеров воздушного коллектора, который рассчитывают по расходу воздуха двигателем при работе на жидком топливе.

Для уменьшения расхода жидкого топлива при работе по газо-жидкостному процессу можно двигатель оборудовать топливными насосами уменьшенной производительности. Если такие насосы устанавливаются на двигателе дополнительно, тогда необходимо лишь обеспечить возможность быстрого перехода с одной топливной аппаратуры на другую. Если же основная топливная аппаратура заменяется новой с уменьшенной производительностью, необходимо выбирать её с таким расчётом, чтобы был обеспечен надёжный пуск двигателя на одном жидком топливе. Для улучшения распыливания малых порций жидкого топлива возможна замена распылителей у форсунок новыми с меньшим сечением сопел.

Регулирующие заслонки газосмесительного устройства связываются с регулятором двигателя так же, как и при работе на одном газе, связь же регулятора с топливными насосами изменяется. Обычная жёсткая связь регулятора с топливными насосами заменяется новой, обеспечивающей в некоторой части хода регуляторной тяги постоянство подачи топливных насосов. На фиг. 38 приведена принципиальная схема переоборудования четырёхтактного двигателя для работы на газе с присадкой жидкого топлива.

Если двигатель оборудован индивидуальными топливными насосами, то связь регулятора с рейками их выполняется, как ука-

зано на фиг. 39. У двигателей, оборудованных блочными насосами с отсечным валом, последний делается разъёмным (из двух половин). Часть вала, соединённая с регулятором, выполняет функции регуляторной тяги и соединяется с механизмом привода газового дросселя. Вторая часть отсечного вала выполняет те же функции, что и рейки топливных насосов, и связывается с первой частью отсечного вала через звено, позволяющее иметь постоянную подачу топливных насосов в определённом диапазоне изменения нагрузок двигателя (узел А). Холостой ход регуляторной тяги,



Фиг. 39. Схема оборудования двигателя для работы на смешанном топливе.

1—упор, фиксирующий минимальную присадку; 2—пружина упора; 3—пружина реек

создаваемый этим звеном, по отношению к топливным насосам должен быть примерно равен половине рабочего хода регуляторной тяги. Вообще же он зависит от минимально возможной присадки жидкого топлива, теплотворности газа, допустимых значений коэффициента избытка воздуха в процессе всасывания и целого ряда других факторов и может быть определён точно лишь в процессе наладки двигателя на смешанном топливе. При наладке двигателя определяется предельная мощность, которую двигатель может развивать при минимальной рабочей производительности топливных насосов. Соответствующее указанной мощности двигателя положение тяги регулятора и определяет размер «холостого хода», так как дальнейшее повышение нагрузки должно вызывать увеличение подачи топливных насосов.

На фиг. 39 (узел Б) приведена принципиальная схема приспособления, фиксирующего минимальную производительность топливных насосов. Упор 1 удерживается при работе двигателя в неподвижном состоянии пружиной 2, жёсткость которой больше жёсткости пружины 3, прижимающей рейки топливных насосов к упору. Однако перестановочное усилие пружины 2 должно быть таким, чтобы регулятор мог сдвинуть упор для уменьшения пода-



чи топливных насосов (фиг. 39 вправо). Это может потребоваться в том случае, когда минимальная производительность топливных насосов, которая фиксируется упором, больше расхода топлива двигателем на холостом ходу. В этом случае при резком сбросе нагрузки недостаточно прекращения подачи газа в двигатель, так как подача жидкого топлива, фиксированная упором, может оказаться больше потребной; для уменьшения её регулятор двигателя должен отжать упор.

Двигатель, переоборудованный для работы на смешанном топливе (по схеме фиг. 39), может работать также и на одном жидком топливе. Механизм связи регулятора с газовым дросселем и топливными насосами не представляет особой сложности и может быть выполнен с учётом указаний, приведённых выше. Принципиальная схема, изображённая на фиг. 39, может быть использована также при переоборудовании четырёхтактных двигателей для работы на одном газе.

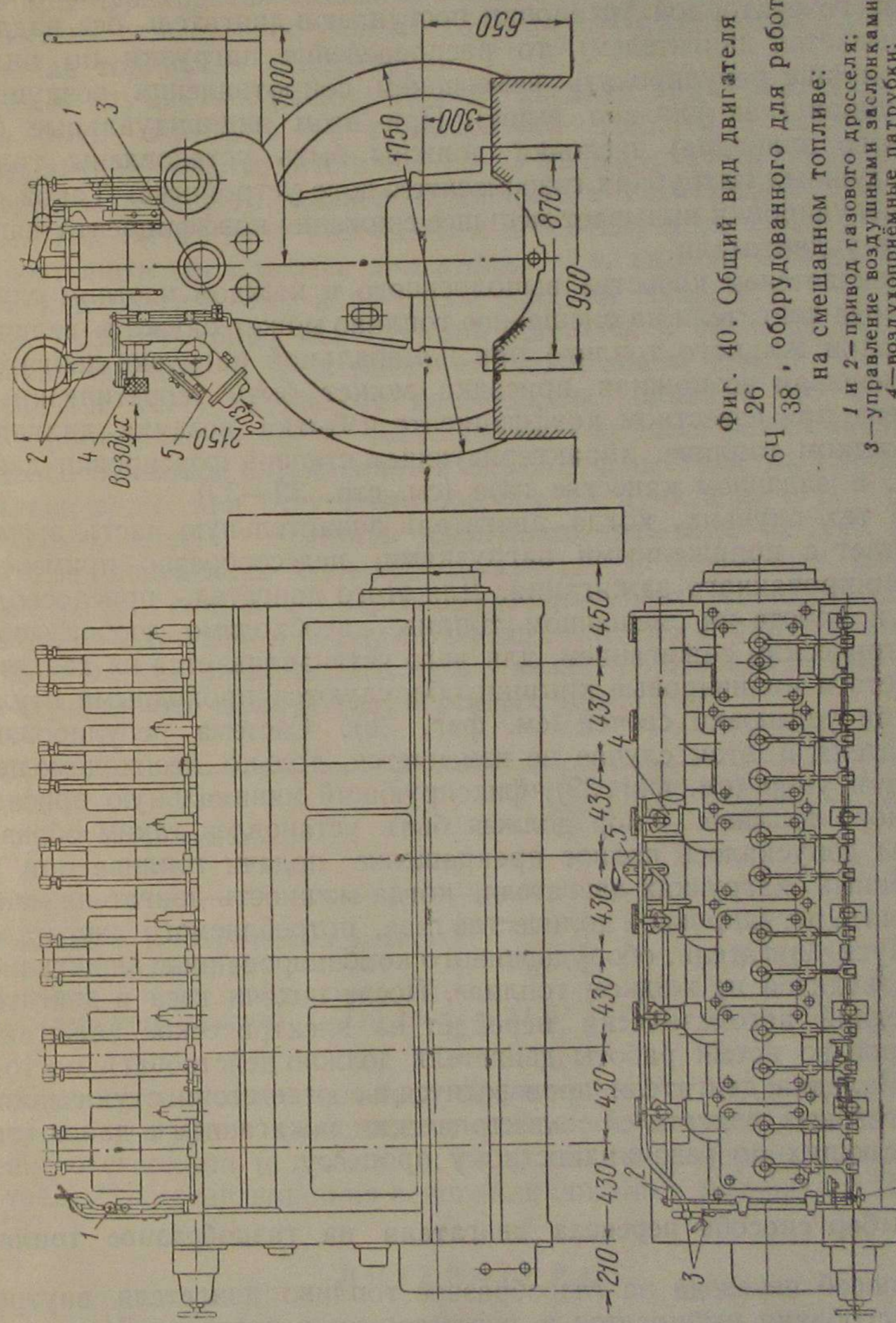
На фиг. 40 показан общий вид двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$  («Сайсакушо»), оборудованного для работы на газе с присадкой жидкого топлива. Опыт наладки этого двигателя показал, что уменьшение присадок во многом зависит от характеристики и регулировки топливной аппаратуры. Топливные насосы должны быть отрегулированы таким образом, чтобы при перемещении регуляторной тяги подача топлива и вспышки прекращались у всех цилиндров одновременно. При такой регулировке обеспечивается равенство подачи у всех насосов.

Система регулирования двигателя должна быть налажена таким образом, чтобы в возможно большем диапазоне изменения нагрузки топливные насосы работали с постоянной минимальной подачей топлива.

Как отмечалось выше, в ряде случаев при переводе двигателей на смешанное топливо возникает необходимость изменения угла предварения подачи жидкого топлива. Опыт работ по переводу на газ тихоходных двигателей показывает, что в таких случаях необходимо уменьшать угол предварения подачи жидкого топлива примерно на 30—50%.

Точный размер необходимого изменения предварения подачи жидкого топлива устанавливается при наладке двигателя. Следует учитывать, что уменьшение угла предварения подачи жидкого топлива в свою очередь может привести к новому ограничению — высокой температуре выпуска. В этих случаях дальнейшего снижения  $p_z$  следует достигать не уменьшением углов предварения подачи жидкого топлива, а снижением степени сжатия.

Распределение нагрузки по цилиндрам наиболее целесообразно регулировать изменением положения воздушных заслонок соответствующих цилиндров. Так, например, для уменьшения мощности цилиндра, т. е. для уменьшения подачи газа в данный



Фиг. 40. Общий вид двигателя 6Ч  $\frac{26}{38}$ , оборудованного для работы на смешанном топливе:  
1 и 2—привод газового дросселя;  
3—управление воздушными заслонками;  
4—воздухоприёмные патрубки;  
5—газовый дроссель

цилиндр, достаточно увеличить открытие воздушной заслонки (при разрежении в газовой системе).

Иногда распределение нагрузки по цилиндрам двигателя регулируют дросселями, устанавливаемыми в газовых патрубках. Если газ из генераторной установки поступает в двигатель без наддува (всасывается двигателем), то распределение нагрузки по цилиндрам лучше регулировать изменением сопротивления воздушных патрубков (как указано выше). При этом индивидуальные (для каждого цилиндра) заслонки должны быть установлены только в воздушных патрубках газосмесительного устройства. Такой способ регулировки вызывает меньшее снижение коэффициента наполнения у двигателя.

Показателем качества выполненного в каждом частном случае перевода двигателя на смешанное топливо может служить величина присадки жидкого топлива при номинальной нагрузке двигателя. Наименьшая возможная присадка может быть теоретически вычислена при известном коэффициенте избытка воздуха двигателя на жидком топливе, характеризующем степень форсировки двигателя, и заданном качестве газа (см. стр. 33—39).

В тех случаях, когда двигатель значительную часть времени работает с пониженными нагрузками, целесообразно применение комбинированного зажигания. Для этого двигатель, приспособленный к работе на смешанном топливе, необходимо дооборудовать электрическим зажиганием, для чего устанавливается на двигателе магнето и цилиндры крышки оборудуются проходными втулками для установки свечей (см. фиг. 38). Система регулирования двигателя в этом случае не изменяется, только необходимо пере-ставить упор (см. фиг. 39), фиксирующий минимальную присадку жидкого топлива. Упор должен быть установлен таким образом, чтобы допускалось полное прекращение подачи топлива при пониженных нагрузках двигателя, когда мощность двигателя можно изменять регулировкой количества газа, потребляемого двигателем.

Пуск двигателя, оборудованного комбинированным зажиганием, производится на жидком топливе. После подачи газа в двигатель последний автоматически перейдет на электрическое зажигание, которое во время работы двигателя должно действовать постоянно. Наладка двигателя производится в соответствии с указаниями для газовых двигателей с электрическим зажиганием и двигателей, работающих по газо-жидкостному процессу.

#### 4. Выбор способа перевода двигателя на газообразное топливо

Способ перевода на газообразное топливо двигателя внутреннего сгорания выбирается в соответствии с паспортной характеристикой двигателя, его конструктивными данными и требованиями в отношении выбора топлива.

1. В тех случаях, когда необходимо полностью прекратить потребление жидкого топлива или же когда некоторая потеря

мощности двигателем допустима по условиям эксплуатации, наиболее целесообразен переход на чисто газовый процесс (низкого сжатия), хотя это и связано с несколько большим объемом работ, чем при переходе на смешанное топливо. При этом эксплуатация двигателя существенно упрощается, так как с двигателя удаляется сложная топливная аппаратура.

2. В случае, когда по условиям эксплуатации двигатель должен быть переведен на газообразное топливо с сохранением номинальной мощности или же когда не допускается значительное колебание мощности, должен применяться газо-жидкостный процесс. Так же следует поступать и в тех случаях, когда требуется сохранить обратимость двигателя, т. е. способность его работать как на газе, так и на одном жидком топливе.

3. Для некоторых конструкций двигателей переход на чисто газовый процесс с электрическим зажиганием связан со столь сложными конструктивными изменениями машины, что по этим соображениям переход на чисто газовый процесс может оказаться нецелесообразным и применяется перевод двигателя на смешанное топливо даже при отсутствии требований пункта 2.

Особо следует отметить сложность перевода на газ двухтактных двигателей большой мощности. В отдельных случаях такие работы потребуют переоборудования всех основных элементов двигателя. Это в первую очередь относится к тем двигателям, у которых нет распределительного вала, от которого можно было бы осуществить привод газопускных клапанов.

Таблица 28

Тип двигателя	Значения эффективных к. п. д. при цилиндровой мощности в л. с.				
	10	25	50	75	100 и более
Газовый с электрическим зажиганием (низкого сжатия) $\epsilon=6\div 9$ . .	16,5	18	19,5	20,5	21
Газовый с присадкой жидкого топлива (высокого сжатия) $\epsilon=11\div 14$ .	22,5	24	26	27	28

Ориентировочные значения эффективных к. п. д. при экономической нагрузке газосиловых установок с двигателями внутреннего сгорания (с учетом к. п. д. газогенераторов) приведены в табл. 28, составленной на основании опытных материалов ЦНИИ МПС.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Арсеев А. В. Сжигание газов. Metallurgizdat, 1952.
2. Игнатов А. Г. Перевод нефтяных двигателей на газообразное топливо. Госэнергоиздат, 1944.
3. Игнатов А. Г. Две номограммы для поверочного расчета четырехтактных нефтяных двигателей, переводимых на газообразное топливо. Издательство Наркомхоза, 1945.

4. Иост В. Взрывы и горение в газах. Издательство иностранной литературы, 1952.
5. Карпов В. П. Горение газовых смесей в двигателях. Машгиз, 1951.
6. Кистьянц Л. К. и Маханько М. Г. Использование природного газа в энергоустановках железнодорожного транспорта. Труды ЦНИИ МПС, вып. 39, Трансжелдориздат, 1950.
7. Коллеров Л. К. Газомоторные установки. Машгиз, 1951.
8. Тареев В. М. Справочник по тепловому расчёту двигателей внутреннего сгорания. Речиздат, 1947.
9. Фурьянский Н. А. Газификация теплосилового хозяйства железных дорог. Трансжелдориздат, 1947.
10. Хандов З. А. и Генин А. Б. Судовые газосиловые установки. Речиздат, 1952.
11. Черномордик Б. М. Теория и расчёт транспортных газогенераторов. Машгиз, 1943.
12. Шишаков Н. В. Основы производства горючих газов. Госэнергоиздат, 1948.

Михаил Георгиевич Маханько  
«Способы перевода двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо»

Технический редактор П. А. Хитров

Корректор А. И. Левина

Сдано в набор 13/VII 1954 г. Подписано к печати 7/IX 1954 г.  
Формат бумаги 60×92/16. Печатных листов 6, бум. листов 3. Учётно-изд. листов 6,51  
Тираж 1500. Т06602. ЖДИЗ 18667. Заказ тип. 727. Цена 4 р. 55 к.  
ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ. Москва, Басманный туп., 6а  
1-я типография Трансжелдориздата МПС. Москва, Б. Переяславская, 46.