

Л. К. КОЛЛЕРОВ

201.73
459

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ПОРШНЕВОГО ТИПА

8389

МХП-СССР
Государственный завод
Химический завод
Техническая библиотека



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1955 ЛЕНИНГРАД

Книга содержит материал по топливам, применяемым в газовых двигателях. В ней рассматриваются основные вопросы работы двигателя на газообразном топливе; приводятся схемы расчета рабочего цикла; описываются конструкции газовых и газожидкостных двигателей и их специальные конструктивные элементы; даются схемы охлаждения двигателей, системы утилизации отходящего тепла и системы пуска; освещаются вопросы испытаний газовых двигателей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами конструирования и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания.

Рецензент канд. техн. наук, доц. *Г. В. Мельников*

Редактор канд. техн. наук *В. И. Грибанов*

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА

Редакция литературы по конструированию
и эксплуатации машин

Заведующий редакцией инж. *Ф. И. Фетисов*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Использование газа в двигателях внутреннего сгорания имеет большое народнохозяйственное значение, так как при этом высвобождается значительное количество жидкого нефтяного топлива, необходимого для других важных видов его переработки и использования.

Почти повсеместное распространение на территории СССР древесной растительности, залежей торфа, бурых углей, сланца, широкое развитие газовой промышленности, добыча природного и искусственного газов создают практически неограниченные возможности для перевода на эти виды топлива двигателей внутреннего сгорания как стационарных, так и транспортных.

Наряду с созданием газовых двигателей с электрическим зажиганием, в результате работ, проведенных в ЦНИДИ, МВТУ, НАМИ, Институте морского и речного флота и других организациях, стал применяться в промышленных масштабах перевод двигателей с самовоспламенением на газ с присадкой жидкого запального топлива (газожидкостные двигатели).

Перевод двигателей с самовоспламенением с жидкого на газо-жидкостное топливо не требует значительных переделок двигателя, неизбежных при искровом зажигании смеси (понижение степени сжатия, установки приборов электрического зажигания смеси и др.), упрощает производство двигателей и способствует увеличению их выпуска.

Газожидкостные двигатели в последнее время начинают занимать особо прочное место в речном транспорте.

В НАМИ проводятся значительные работы по применению в двигателях сжатых и сжиженных высококалорийных газов, а также работы по уменьшению потерь мощности двигателя путем применения наддува и газификации топлива под давлением при переводе на генераторный газ.

В Центральном институте железнодорожного транспорта проводятся успешные работы по испытанию газогенераторного тепловоза, имеющие исключительно важное значение для железнодорожного транспорта Советского Союза.

Роль газовых двигателей в настоящее время еще больше возросла в связи с решением сентябрьского Пленума ЦК КПСС и последующих постановлений партии и правительства о мерах

по дальнейшему подъему сельского хозяйства, освоению залежных и целинных земель.

Наряду с использованием энергии для нужд сельского хозяйства от крупных гидроэлектростанций и паросиловых установок значительная доля энергии должна вырабатываться установками с двигателями внутреннего сгорания, работающими на газообразном топливе. Перевод установок (как стационарных, так и передвижных) на местные твердые топлива имеет исключительно важное значение в решении общей задачи снабжения горючим новых сельскохозяйственных районов.

В данной работе автор, не претендуя на полноту изложения монографии, поставил задачу дать краткое описание конструкций газовых и газожидкостных двигателей, осветить основные вопросы, связанные с их работой, и подчеркнуть те из них, которые на сегодня являются наиболее важными, как, например: смесеобразование, регулирование, утилизация отходящего тепла.

Указания на недочеты, возможно допущенные к книге, автор примет с благодарностью.

Автор

ГЛАВА ПЕРВАЯ
ГАЗООБРАЗНОЕ ТОПЛИВО, ПРИМЕНЯЕМОЕ В ГАЗОВЫХ
ДВИГАТЕЛЯХ

1. Оценка газа, как топлива для двигателей

Газ, применяемый в двигателях внутреннего сгорания, состоит из горючих и негорючих индивидуальных газов, смесь которых и образует газообразное топливо (табл. 1).

Таблица 1

Характеристики газов, образующих в смеси газообразное топливо

Наименование	Символ	Вес 1 м ³ в кг	Теплотворность низшая сухого газа в ккал/м ³
Окись углерода	CO	1,250	3 018
Водород	H ₂	0,090	2 566
Метан	CH ₄	0,716	8 529
Этан	C ₂ H ₆	1,342	15 186
Пропан	C ₃ H ₈	1,967	21 742
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,593	28 281
Пентан	C ₅ H ₁₂	3,218	34 818
Этилен	C ₂ H ₄	1,251	14 205
Пропилен	C ₃ H ₆	1,877	20 638
Бутилен	C ₄ H ₈	2,503	27 160
Кислород	O ₂	1,428	—
Азот воздуха	N ₂	1,257	—
Углекислота	CO ₂	1,964	—
Сероводород	H ₂ S	1,520	5 585
Воздух		1,293	

Пригодность любого топлива для двигателя внутреннего сгорания определяется его эксплуатационными качествами. Оценка этих качеств базируется на влиянии, которое топливо оказывает на мощность, экономичность и надежность работы двигателя.

Например, такие показатели, как теплотворность топлива, количество воздуха, необходимое для его сгорания, температура воспламенения, скорость сгорания и др. существенно сказываются на качестве рабочего процесса. Наличие в газе загрязняющих примесей, влаги и пр. вызывает нагарообразование, коррозию металлов и ведет к снижению надежности работы двигателя.

Таким образом, топливо может применяться в двигателе лишь такое, которое по физико-химическим свойствам удовлетворяет вполне определенным требованиям, учитывающим как специфические особенности данного двигателя, так и общие условия его эксплуатации.

Основными оценочными параметрами газообразного топлива являются: элементарный состав, теплотворность, октановое число, воспламеняемость, содержание влаги, степень очистки газов от загрязняющих примесей.

Э л е м е н т а р н ы й с о с т а в

Элементарный состав газа является важным оценочным параметром. По нему можно судить о качестве газа, а в производстве и о качестве процесса газификации. По элементарному составу можно определить теплотворность газа, количество воздуха, необходимое для его сгорания, теплотворность горючей смеси и ряд других параметров. Для газообразных топлив элементарный состав обычно дается в объемных процентах.

Т е п л о т в о р н о с т ь

Под теплотворностью газа понимается количество тепла (в калориях), выделяющееся при полном сгорании 1 м^3 сухого газа, взятого при температуре 0°С и давлении 760 мм рт. ст. Различают высшую и низшую теплотворность. В первом случае берется все тепло, выделяющееся во время сгорания газа, при условии, что образующиеся при этом водяные пары конденсируются в воду; во втором случае водяные пары не конденсируются, а остаются в виде паров.

Температура отработавших газов в двигателе внутреннего сгорания достаточно высока, поэтому водяные пары, содержащиеся в них, не могут конденсироваться и уносят с собой скрытую теплоту парообразования.

Вследствие этого, при использовании газа в качестве топлива для двигателей, берется низшая теплотворность газа.

Теплотворность газа зависит от его состояния, поэтому она обычно относится к нормальному кубическому метру (нм^3), т. е. взятому при температуре 0°С и давлении 760 мм рт. ст.

О к т а н о в о е ч и с л о

Октановое число характеризует антидетонационные свойства газа и служит критерием для установления допустимой степени сжатия двигателя.

Газообразное топливо, обладая сравнительно простыми структурами молекул, имеет более высокие октановые числа, чем жидкое топливо, которые лежат в пределах $85-125$.

Это объясняет причину мягкой, спокойной работы двигателей, переведенных на питание газообразным топливом.

Исключение из газообразных топлив составляет водород, обладающий низким октановым числом (70), высокой скоростью сгорания и широкими пределами воспламеняемости. Эти свойства водорода ограничивают возможности применения его в качестве топлива.

В о с п л а м е н я е м о с т ь

Эффективность работы газового двигателя во многом зависит от воспламеняемости горючей смеси, которой заполняются цилиндры двигателя.

Практический интерес представляют пределы воспламеняемости смесей различных углеводородов с воздухом при нормальных атмосферных условиях. (С повышением температуры и давления пределы воспламеняемости расширяются.)

В табл. 2 приведены пределы воспламеняемости для различных газов.

Т а б л и ц а 2

Пределы воспламеняемости газов

Название газа	Нижний предел воспламеняемости	Верхний предел воспламеняемости
	по объему в процентах	
Водород	4,1	74
Окись углерода	12,5	74
Метан	5,3	14
Этан	3,2	12,5
Водяной газ	6,9	55—70
Натуральный газ	4,8	13,5
Коксовый газ	5,3	31
Доменный газ	—	75

Известно, что смеси, состоящие из одних и тех же составляющих, но взятые в различных пропорциях, требуют и различной силы тока для воспламенения.

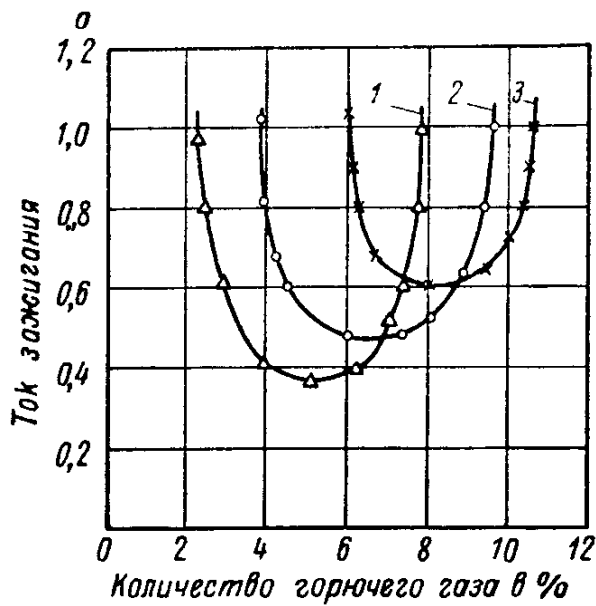
На фиг. 1 приведена зависимость необходимой силы тока для воспламенения смесей различных газов с воздухом при нормальных атмосферных условиях.

Некоторые несоответствия пределов воспламеняемости, представленные на фиг. 1 и в табл. 2, объясняются различными условиями проведения опытов.

На воспламеняемость газовой смеси оказывают влияние температура, давление и турбулентность.

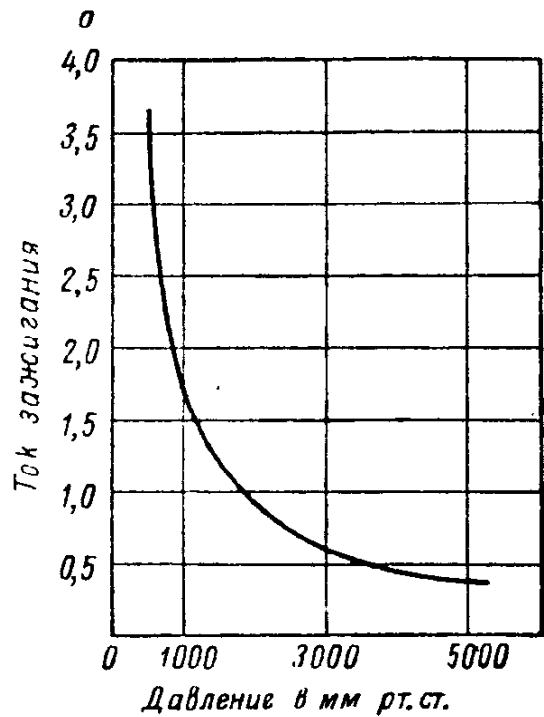
На фиг. 2 представлена зависимость потребной силы тока для зажигания смеси, состоящей из 9,5% метана и 90,5% воздуха, от предварительного сжатия (давления) смеси.

Из приведенной зависимости следует, что предварительное сжатие смеси улучшает условия для ее воспламенения. В том же направлении действует и предварительный подогрев горючей смеси, причем с возрастанием доли горючего



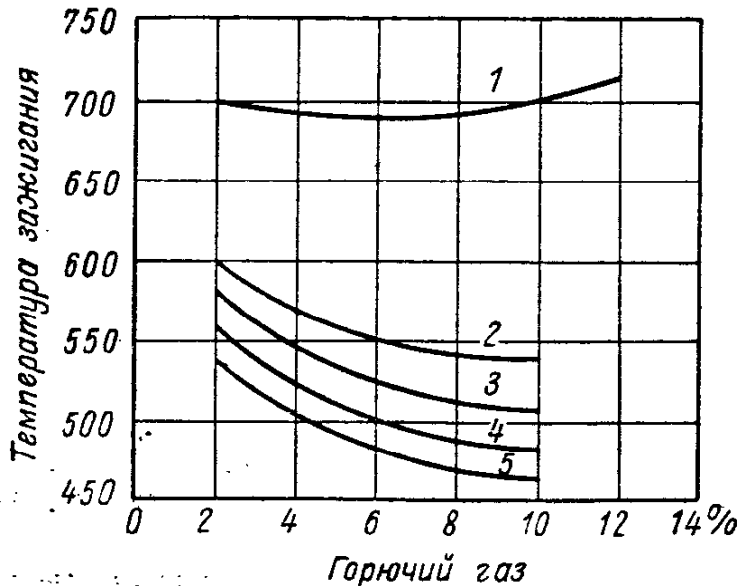
Фиг. 1. Кривые, представляющие силу тока, необходимую для воспламенения смесей различных углеводородов с воздухом:

1 — пропан; 2 — этан; 3 — метан.



Фиг. 2. Кривая, изображающая влияние предварительного сжатия газа на необходимую силу тока для зажигания (газ — смесь метана с воздухом).

газа в смеси с воздухом, при прочих равных условиях, минимально необходимый подогрев снижается. Абсолютное значение температуры зависит от природы применяемого газа в смеси с воздухом.



Фиг. 3. Кривые, показывающие необходимую температуру подогрева смеси воздуха с некоторыми углеводородами, взятыми в различных пропорциях:

1 — метан; 2 — этан; 3 — пропан; 4 — бутан; 5 — пентан.

На фиг. 3 представлена зависимость необходимой температуры подогрева, при прочих равных условиях, для смесей воздуха с некоторыми углеводородами, взятыми в различных пропорциях.

График показывает, что исключением из общего закона является смесь воздуха с метаном, для которой требуется очень высокая минимальная температура, и что с увеличением содержания метана в смеси эта температура с некоторого момента должна возрастать.

Содержание влаги

Влага, содержащаяся в газе, ухудшает процесс сгорания смеси в цилиндре, вызывает коррозию металлических поверхностей в двигателе, иногда является причиной выхода из строя запальных свечей при электрическом зажигании.

Осушка газа от паров влаги осуществляется, главным образом, путем его охлаждения в различного вида холодильниках и скрубберах.

Степень очистки газа от загрязняющих примесей

Все горючие газы в той или иной степени содержат примеси, вызывающие износ деталей двигателя (цилиндр, поршень) и их коррозию.

К числу примесей, загрязняющих газ, относятся механические примеси, сероводород и другие сернистые соединения.

В генераторном газе механические примеси состоят из мелких частичек уноса, угольных частиц и дисперсного шлака.

В стационарных газогенераторных установках загрязненность механическими примесями газа, поступающего в двигатель, обычно не превышает $0,02—0,03 \text{ г/м}^3$, в противоположность транспортным установкам, где в связи с их меньшими габаритами и менее развитыми поверхностями очистителей загрязненность газа значительно выше и после фильтрации составляет $0,15 \text{ г}$ уноса на 1 м^3 газа.

Очистка газа от механических примесей осуществляется в мокрых и сухих очистителях различного типа.

Сера в газе содержится, главным образом, в виде сероводорода (H_2S), который при сгорании выделяет большое количество тепла.

Сероводород и соединения, образующиеся при его сгорании, являются вредными примесями газа, так как разрушают детали двигателя.

Очистка газа от сероводорода может производиться двумя способами: сухим и мокрым. При сухом способе очистки газ пропускается через твердую массу, поглощающую сероводород. В качестве такой массы обычно используют болотную руду, известь и активированный уголь. По данным НАТИ, наибольший эффект сероочистки газа дает активированный уголь, получаемый чаще всего путем специальной термической или химической обработки обычного древесного угля. Активированный уголь поглощает до 95% серы, содержащейся в газе.

Из мокрых способов очистки наиболее простым является содовый.

Установка для очистки газа по содовому способу состоит из поглотителя и регенератора, часто изготовляемых в одном блоке. Расход соды составляет $0,1 \div 0,2 \text{ кг}$ на 1 кг выделенного сероводорода. Степень очистки 85—90%. Расход воздуха на регенерацию раствора $2,5 \div 3,0 \text{ м}^3$ на 1 м^3 газа.

2. Классификация и характеристика газообразного топлива

Газы, применяемые в двигателях, могут быть классифицированы по теплотворности, способу получения и состоянию, в котором газ находится перед поступлением в смеситель или непосредственно в цилиндр двигателя внутреннего сгорания.

По теплотворности различают высококалорийные, среднекалорийные и низкокалорийные газы.

Высококалорийные газы обладают большим содержанием метана и имеют теплотворность $5500 \div 9000$ ккал/нм³. К этим газам относятся: естественный, нефтяной и канализационный газы.

Среднекалорийные газы обладают теплотворностью в пределах $3500 \div 5500$ ккал/нм³. Основным горючим компонентом их является водород. Эти газы содержат также метан и окись углерода. К среднекалорийным газам относятся в первую очередь промышленные газы: коксовый, светильный и синтез-газ.

Низкокалорийные газы характеризуются высоким содержанием инертных компонентов и обладают теплотворностью $1000 \div 3500$ ккал/нм³. К низкокалорийным газам относятся доменный газ и всевозможные виды генераторных газов.

По способу получения газообразные топлива разделяются на естественные (естественный газ), выделяющиеся из трещин в земной коре или добываемые из буровых газовых скважин, и искусственные, получаемые в результате соответствующей переработки исходного продукта (газификация твердого топлива, газы переработки нефти, канализационный газ). По состоянию, в котором газы находятся, они могут быть подразделены на:

- а) газы под нормальным, пониженным или повышенным давлением (при питании двигателя непосредственно из газогенератора);
- б) сжатые газы;
- в) сжиженные газы.

Газы первой группы применяются, главным образом, в стационарных двигателях, судовых и тепловозных установках (генераторный, доменный и др.).

Газы второй и третьей группы имеют преимущественное применение в автотракторных установках.

Естественный газ

Естественные или природные газы богаты углеводородами и выделяются из земных недр преимущественно в местах, где имеется месторождение нефти. Однако наблюдаются выделения горючих газов во многих местах и не связанных с нефтью.

В настоящее время в СССР эксплуатируется целый ряд чисто газовых месторождений, которые дают примерно половину всей добычи природного газа.

Важным достоинством природного газа, не считая дешевизны и легкости добычи, является рентабельность подачи его по газопроводам на большие расстояния, вследствие достаточно высокой теплотворности этого газа.

Однородность состава газа и отсутствие в нем загрязняющих вредных примесей являются ценными качествами газа как топлива для двигателей внутреннего сгорания.

Мощное развитие газовой промышленности за годы пятилеток, продолжающиеся работы по строительству дальних газопроводов и освоение новых газоносных районов являются важными экономическими факторами, значительно расширяющими области применения газовых двигателей.

Природные газы чисто газовых месторождений, по сравнению с газами, сопутствующими нефти, содержат, как правило, меньше тяжелых углеводородов.

Основными компонентами природного газа являются метан, этан, пропан, бутан, а также примеси более тяжелых углеводородов парафинового ряда. В зависимости от содержания в газе тяжелых углеводородов различают сухие и жидкие газы. К жидким газам часто относят нефтяные газы, содержащие более 50 г/нм^3 тяжелых углеводородов.

В табл. 3 приведены средний состав и теплотворность газов чисто газовых месторождений СССР. Из таблицы видно, что теплотворность такого газа почти равноценна $1 \text{ нм}^3 \text{ кг}$ нефти.

Нефтяной газ

Нефтяной газ получается при эксплуатации нефтяных скважин и при переработке нефти.

Нефтегазы содержат в качестве основного компонента метан, однако, они богаче, чем естественные газы, тяжелыми углеводородами. Ресурсы промысловых нефтегазов весьма велики. Они составляют в среднем $50\text{—}100 \text{ нм}^3$ на одну тонну добываемой нефти.

Промысловый¹ нефтяной газ является высококачественным топливом для двигателей внутреннего сгорания и уже находит практическое применение при эксплуатации нефтебуровых установок.

В табл. 4 приводятся средний состав и теплотворность газа нефтяных месторождений СССР.

При переработке нефти и промыслового газа в качестве побочного продукта получают высококалорийные газы, которые подобно естественным могут быть использованы в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания.

Количество газообразных продуктов зависит от характера процесса переработки.

При крекинге нефти газы выделяются в значительных количествах. Так, при жидкофазном крекинге газов выходит около 6% от перерабатываемого сырья, при парофазном — до 25%. Теплотворность этих газов составляет $11\,500 \div 16\,500 \text{ ккал/нм}^3$.

Газы, выделяющиеся при пиролизе нефтепродуктов, содержат преимущественно парафиновые углеводороды и обладают теплотворностью $10\,900 \div 14\,000 \text{ ккал/нм}^3$.

¹ Промысловый газ — газ, получаемый при эксплуатации нефтескважин.

Средний состав в процентах и теплотворность газов чисто газовых месторождений СССР

Т а б л и ц а 3

Месторождения газа	Метан CH ₄	Этан C ₂ H ₆	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Пентан и бо- лее тяжёлые углеводороды C _n H _m	Угле- кислота CO ₂	Серово- дород H ₂ S	Азот N ₂	Кисло- род O ₂	Плотность по отношению к воздуху	Теплотворность низшая сухого газа в ккал/м ³
Елшанское	93,2	0,7	0,6	0,6	0,5	—	следы	4,4	—	0,605	8 371
Курдюмское	92,2	0,8	—	0,1	—	—	—	6,9	—	0,589	8 014
Бугурусланское	76,8	4,4	1,7	0,8	0,6	0,2	1,0	14,5	—	0,689	7 824
Южно-Дагестанское	86,5	3,0	0,9	0,1	—	7,3	—	2,2	—	—	8 069
Мелитопольское	98,0	—	—	—	0,1	0,2	—	1,8	—	—	8 363
Ухтинское	88,0	1,9	0,2	0,3	—	0,3	—	9,3	—	0,608	7 922
Тульское (Краснодарский край)	97,8	0,4	—	0,3	—	0,2	следы	1,3	—	—	8 464
Мельниково (Саратовской обл.):											
а) Западное поле	55,0	—	—	—	—	0,2	следы	44,8	—	—	4 700
б) Восточное поле	88,0	0,2	—	—	—	0,1	—	11,7	—	—	7 530
Ставропольское:											
а) Северное поле	97,7	—	—	—	—	0,7	—	1,6	—	—	8 310
б) Южное поле	60,0	—	—	—	—	—	—	40,0	—	—	5 120
Меловые горы (Новорос- сийский район)	94,4	—	—	—	—	0,6	—	5,0	—	—	8 030
Калушское (Западная Украина)	95,7	—	—	—	—	0,1	—	4,1	0,1	0,575	8 150
Дашавское	97,8	0,5	0,2	0,1	0,05	0,05	—	1,3	—	0,568	8 498
Косовское	75,7	21,3	1,4	1,6	—	—	—	—	—	—	10 366
Оларинское	89,0	9,1	—	1,9	—	—	—	—	—	—	10 347

Средний состав в процентах и теплотворность газа нефтяных месторождений СССР Таблица 4

Наименование источника	Плотность газа по отношению к воздуху	Метан CH_4	Этан C_2H_6	Пропан C_3H_8	Бутан C_4H_{10}	Пентан и более тяжелые углеводороды C_nH_m	Углекислота CO_2	Сероводород H_2S	Азот N_2	Воздух	Теплотворность низшая сухого г. за в ккал/м^3
I. Район Баку											
Трест Лениннефть	0,771	79,0	0,3	0,6	0,7	0,8	18,6	—	—	—	7 595
" Сталиннефть	0,816	74,8	3,1	1,6	1,7	1,6	17,2	—	—	—	8 420
" Мологовнефть	0,716	83,4	3,6	0,2	0,5	1,0	11,3	—	—	—	8 414
" Орджоникидзенефть	0,878	67,2	4,3	1,0	1,3	1,2	25,0	—	—	—	7 555
" Кагановичнефть	0,821	71,9	10,1	3,2	2,7	1,7	10,4	—	—	—	9 865
" Азизбековнефть	0,670	86,5	5,7	0,5	0,8	0,7	5,8	—	—	—	9 039
" Кировнефть	0,770	78,9	1,6	0,3	0,7	1,1	17,4	—	—	—	7 866
II. Район Грозного											
Трест Старогрознефть	0,975	69,4	6,5	10,4	6,1	7,6	—	—	—	—	13 715
" Октябрьнефть	1,13	53,2	8,1	12,9	17,0	8,1	0,7	—	—	—	16 268
" Горскнефть	0,818	80,7	2,5	2,8	8,4	5,6	—	—	—	—	12 392
III. Район Майкопа											
Апшеронское месторождение	0,947	66,7	10,9	3,0	6,7	6,3	6,4	—	—	—	12 241
Асфальтовая гора	0,680	92,2	1,9	0,6	3,0	2,3	—	—	—	—	11 994
Абузы	0,749	87,3	2,5	1,6	3,9	4,7	—	—	—	—	11 160
IV. Туркменская ССР											
Небит-Даг	—	91,2	3,0	1,8	1,2	0,8	2,0	—	—	—	9 495
Челкен	—	90,0	3,0	2,0	1,2	0,8	0,5	—	2,5	—	9 407
V. Узбекская ССР											
Андижанское месторождение	0,918	55,3	10,0	7,0	5,6	3,1	0,6	6,6	11,8	—	10 907
VI. Казахская ССР											
Кулсары	0,757	82,7	2,3	4,2	5,6	2,2	1,5	—	1,5	—	10 887
Косчагыл	0,872	72,5	7,2	5,7	4,2	2,2	3,4	0,8	—	1,7	10 704
Сагиз	0,661	87,6	4,5	3,1	2,8	0,2	0,3	—	1,5	—	9 915
VII. Район Сызрани											
Бугурусланнефть	0,688	76,2	5,1	2,0	0,7	0,7	0,1	0,1	14,3	—	8 355
Кинельнефть	0,910	64,0	9,0	7,0	5,3	3,3	0,5	2,5	—	—	11 317
Ишимбайнефть	1,065	42,4	12,0	20,5	7,2	3,1	1,0	2,8	11,0	—	13 759
Прикамские месторождения	0,992	26,4	5,9	9,2	4,8	1,5	0,2	0,2	51,8	—	7 099

В табл. 5 приводится средний состав газов, получаемых при переработке нефти и промышленного газа.

Таблица 5

Средний состав в процентах и теплотворность газов, получаемых при переработке нефти и промышленного газа

Наименование газов	Состав газа по объему в %										Теплотворность низшая сухого газа в ккал/нм ³
	Метан CH ₄	Этан C ₂ H ₆	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Этилен C ₂ H ₄	Пропилен C ₃ H ₆	Бутнлен C ₄ H ₆	Тяжелые угле- водороды C _n H _m	Окись угле- рода CO	Водород H ₂	
Газ жидкофазного крекинга	30,5	18,0	15,0	6,0	4,5	7,5	6,0	6,0	0,5	6,0	15 024
Газ парофазного крекинга	32,0	14,0	6,5	2,0	12,5	15,0	6,0	5,0	—	7,0	13 674
Газ пиролиза	45,0	7,0	1,0	0,2	17,0	8,0	2,8	3,5	0,5	15,0	10 920
Газ газOLIнOвOгO прO- извOдствA	62,3	13,3	13,5	9,5	—	—	—	1,4	—	—	13 400

К а н а л и з а ц и о н н ы й г а з

Канализационный газ является продуктом брожения сточных вод городской канализационной сети.

В его состав входят метан (~68% по объему), углекислота (~30%) и небольшое количество прочих компонентов. Теплотворность газа 5500 ккал/нм³. Если его подвергнуть отмывке от углекислоты, то получается газ с содержанием метана до 85% и теплотворностью до 6900 ккал/нм³.

Канализационный газ в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания имеет ограниченное применение и может быть рентабельным только при достаточно развитой канализационной сети, окупающей расходы по устройству специальных бродильных резервуаров и их подогреву.

К о к с о в ы й г а з

Под коксованием понимается процесс сухой перегонки твердого топлива, проводимый при температуре 900 ÷ 1100°С, в результате которого получается металлургический кокс, пригодный для доменной плавки руд. В некоторых случаях коксование преследует цели получения газа.

В результате коксования угля получают следующие основные продукты: кокс, газ, смола и подсмольная вода.

Выход коксового газа составляет 300—350 нм³ на тонну сухой шихты. Состав газа и его теплотворность меняются на протяжении всего периода коксования. По мере прогрева угольной загрузки газ все более обогащается водородом и, наоборот, обедняется мета-

ном. К концу периода коксования полностью исчезают углеводороды, и в газе резко возрастает содержание азота.

При наличии в коксовой батарее нескольких десятков коксовых камер и при их одновременной загрузке свежей шихтой состав газа выравнивается и характеризует собой среднее качество газа за полный период коксования.

Средний состав коксового газа в процентах (по объему)

Водород H_2	50,0
Метан CH_4	25,0
Окись углерода CO	7,0
Тяжелые углеводороды C_nH_m	2,0
Углекислота CO_2	6,0
Азот N_2	10,0
Низшая теплотворность в $ккал/нм^3$	4000

Значительная теплотворность коксового газа дает возможность транспортировать его по газопроводу на большие расстояния, что является важным экономическим фактором в деле расширения областей применения коксового газа, включая и двигатели внутреннего сгорания.

В годы послевоенных пятилеток в Советском Союзе создана и продолжает развиваться специальная отрасль промышленности по добыче газа и жидкого топлива из горючих сланцев. Швелование сланца осуществляется в туннельных печах с внутренним обогревом. Выход газа при этом составляет до 5%.

В табл. 6 приводится состав сланцевого газа.

Таблица 6

Состав сланцевого газа по объему в %

	$CO_2 + H_2S$	CO	CH_4	C_nH_m	H_2	O_2	N_2	Теплотворность низшая, $ккал/нм^3$
Сланец из Кохтла-Ярве	18,78	10,91	23,86	5,70	38,75	0,30	1,70	4760
Сланец Гдовский	15,0	16,6	22,2	2,70	39,1	0,20	4,20	4236

С вет и ль н ы й г а з

Светильный газ по составу и теплотворности близко стоит к коксовому газу и получается в результате сухой перегонки твердого топлива в газовых ретортах или камерах.

Светильный и коксовый газы, будучи загрязнены вредными примесями, требуют для нормальной работы двигателя специальной очистки. Значительные ресурсы местного дешевого топлива, из которого можно получать эти газы, вполне оправдывают затраты на обработку газа.

Средний состав светильного газа в процентах (по объему):

Водород H_2	27,8
Метан CH_4	16,0
Окись углерода CO	20,0
Тяжелые углеводороды C_nH_m	8,6
Углекислота CO_2	5,0
Азот N_2	22,0
Кислород O_2	0,6
Низшая теплотворность в $ккал/нм^3$	4300

С и н т е з - г а з

В целях повышения теплотворности коксового и светильного газов, а также очистки их от примесей осуществляются метанизация и синтезирование этих газов.

Процесс метанизации газа заключается в повышении его теплотворности (до $6000 ккал/нм^3$) и очистки от вредных примесей.

Синтез-газ получается в результате синтеза аммиака из коксовых газов и представляет богатый метаном побочный продукт, остающийся после отделения от коксового газа значительной доли водорода методом глубокого охлаждения.

Средний состав синтез-газа в процентах по объему:

Водород H_2	9,0
Метан CH_4	52,0
Окись углерода CO	11,0
Тяжелые углеводороды C_nH_m	3,4
Азот N_2	24,6
Низшая теплотворность в $ккал/нм^3$	5300

Д о м е н н ы й г а з

При выплавке чугуна из руд в доменных печах получают в большом количестве низкокалорийные доменные или так называемые колошниковые газы. Они используются для подогрева кауперов, в газовых двигателях воздуходувных машин, при отоплении коксовальных печей, паровых котлов и др.

Примерный состав доменного газа следующий: CO_2 — 8%, CO — 28%, H_2 — 4%, N_2 — 60%. Теплотворность $850-1000 ккал/нм^3$.

Г е н е р а т о р н ы й г а з

Генераторный газ является наиболее распространенным топливом для двигателей внутреннего сгорания. Он получается в результате газификации твердого топлива. В качестве газифицирующего реагента под колосники газогенератора подается: воздух, водяной пар, смесь воздуха с паром, технический кислород в смеси с паром, воздух, обогащенный кислородом, и др.

В зависимости от применяемого реагента различают: воздушный газ, водяной газ, смешанный газ, газы парокислородные и др.

Обычно применяемый термин «генераторный газ» относится к смешанному газу.

В табл. 7 приводится классификация генераторных газов с указанием теплотворности и назначения газа.

Таблица 7

Классификация генераторных газов

Наименование газа	Характеристики процесса	Низшая теплотворность газа ккал/м ³	Назначение газа
Силовой газ	Обращенный или двухзонный с подачей воздуха или паровоздушной смеси	1100—1200	Топливо для газовых двигателей
Воздушный газ	С подачей воздуха	900—1100	Топливо для печей и газовых двигателей. Химическое сырье
Смешанный генераторный газ	С подачей паровоздушной смеси	1200—1500	Топливо для печей и газовых двигателей
Водяной газ	С подачей пара	2500—2700	Химическое сырье. Добавка к светильному газу
Двойной водяной газ	С подачей пара	2800—3000	Химическое сырье. Добавка к светильному газу

6898

В двигателях внутреннего сгорания, как в стационарных, так и транспортных, преимущественное применение находит так называемый силовой газ, получаемый в газогенераторах обращенного или двухзонного процесса [1]. При этих процессах получается газ, свободный от смолистых примесей, что является совершенно обязательным при использовании его в двигателях внутреннего сгорания.

Характеристика силового газа, получаемого при газификации различных твердых топлив, приводится в табл. 8 [1].

Сжатые газы

В течение последнего десятилетия в СССР получил развитие газобаллонный автотранспорт [2, 3], применяющий в качестве топлива сжатые и сжиженные горючие газы, находящиеся в специальных легких баллонах, установленных на автомобиле.

Сжатые и сжиженные газы целесообразно использовать в легких стационарных и передвижных установках для двигателей внутреннего сгорания как с искровым зажиганием, так и с самовоспламенением (газожидкостный процесс).

Характеристика слювого генераторного г за

Показатель	Размерность	Каменный уголь							Антрацит донецкий АС	Коксовая мелочь
		Богословский БР	Челябинский БК	Черновский БР	Чермоховский Д	Кольчугинский Д	Черногорский Д	Донецкий грохоченый		
Характеристика топлива	Влажность	30,0	19,0	33,0	12,0	9,0	12,0	6,0	6,0	16,0
	Зольность	20,0	20,0	11,0	12,0	7,0	12,0	11,0	13,0	19,0
	Крупность	10—50	10—50	10—50	10—50	10—75	10—75	10—75	—	—
	Теплотворность	3310	4200	3910	5330	6240	5710	6450	6580	5350
Интенсивность газификации	кг/м ² час	130—160	100—350	170	150—200	150—200	150—200	240—280	180—200	160—200
Выход сухого газа на 1 кг рабочего топлива	нм ³ /кг	2,0	2,1	2,0	3,3	3,3	3,0	3,3	4,0	3,2
Состав сухого газа	CO ₂	6,0	5,0	4,0—6,0	4,0	0,2	5,0	5,0	6,0	5,0
	O ₂	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	C _n H _m	0,3	0,2	—	0,3	—	0,3	0,3	0,3	0,0
	H ₂ S	0,2	0,2	—	—	—	—	0,3	0,2	0,0
	CO	25,5	28,0	26,5—28,5	27,0	27,0	26,0	26,5	27,0	28,5
	H ₂	14,0	14,0	14,0—14,5	13,0	13,0	13,0	13,5	14,0	13,0
	CH ₄	2,1	2,0	3,0—3,5	2,7	2,7	2,7	2,3	0,6	0,7
N ₂	51,6	50,4	49,8—50,75	51,8	51,8	52,8	51,9	52,0	52,4	
Теплотворность газа низшая	ккал/нм ³	1348	1420	1210—1310	1415	1415	1385	1383	1240	1265
Температура газа на выходе из газогенератора	°C	250	250—300	250—300	500	500	550	550	600	600
Расход воздуха на 1 кг топлива	нм ³ /кг	1,2	1,39	1,21	2,1	2,1	2,0	2,2	2,64	2,23
Температура паровоздушного дутья	°C	46—50	46—65	45—50	50	50	55	45—55	55—58	55—58
Расход пара в дутье	г/кг	150—250	250—350	160—270	250	250	300	400—550	400—420	340—360

Показатели	Торф кусковой		Дрова воздушной сушки	Отходы лесопиль- ного производства		Растительные отходы			
	конди- ционной влажности	воздушной сушки		двух- зонный про- цесс	обращен- ный про- цесс	солома	польнь	княк	древесный лист
Характери- стика топ- лива	Влажность	33,0	20,0	25,0	23,0	10,0	13,0	16,0	10,0
	Зольность	8,0	8,0	1,0	1,0	3,5	4,0	6,0	5,0
	Крупность	проходит через сито 25×25 не более 18%	3760	80—100	щепы, рейки, опилки	резка пакет	резка	50×50	в натураль- ном виде
	Теплотворность	2990	3760	3250	3250	3520	3600	2800	3300
Интенсивность газификации	450—500	600—650	200—250	239	180—220	180—220	200—230	200—230	
Выход сухого газа на 1 кг рабочего топлива	1,7	1,7	2,15	2,08	2,3	2,4	2,2	2,0	
Состав сухого газа	CO ₂	8,0	7,0	11,0	15,28	13,30	13,30	13,40	13,08
	O ₂	0,2	0,2	0,2	0,75	0,20	0,41	0,70	0,60
	C _n H _m	0,4	0,4	0,3	0,27	0,10	0,10	0,16	0,00
	H ₂ S	—	—	—	—	—	—	—	—
	CO	27,0	28,0	20,0	14,32	15,40	16,10	15,80	15,80
	H ₂	14,0	15,0	12,0	13,68	14,80	16,10	10,90	15,10
Теплотворность газа низшая Температура газа на выходе из газогенератора	CH ₄	3,0	3,0	2,0	3,15	3,20	2,40	1,76	0,80
	N ₂	47,4	46,4	54,5	52,62	53,00	52,85	57,28	54,62
	Теплотворность газа низшая	1481	1532	1118	1092	1106	1128	928	948
	Температура газа на выходе из газогенератора	300—400	350—450	375	418	450	510	420	390
Расход воздуха на 1 кг то- плива	0,9	1,0	1,48	1,32	1,27	—	1,30	—	
Температура паровоздушного дутья	Температура паровоздушного дутья	55	55	—	—	—	—	—	—
	Расход пара в дутье	130	150	—	—	—	—	—	—

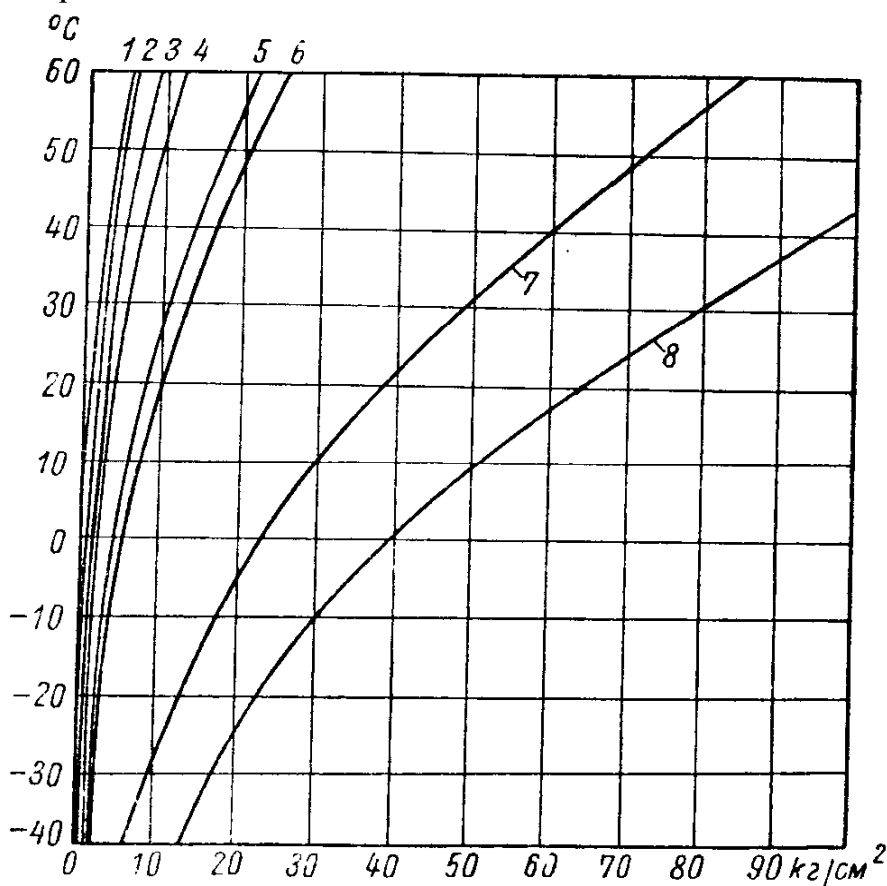
Сжатые газы хранятся в баллонах под давлением до 200 кг/см^2 . В баллоне емкостью 50 л, при указанном давлении, приведенный объем газа составляет 8—10 нм^3 .

В качестве сжатых газов используются различные виды естественных и промышленных высококалорийных и среднекалорийных газов, состоящих из нескольких горючих и инертных компонентов.

Лучшим компонентом сжатых газов является метан, обладающий высокой теплотворностью, высоким октановым числом, широкими пределами воспламеняемости и высокой теплотворностью горючей смеси. При дросселировании в редукторе до атмосферного давления метан понижает свою температуру примерно на $2,5^\circ$ на каждые 10 *ати* падения давления, в связи с чем он требует подогрева до поступления в редуктор или в самом редукторе.

Сжиженные газы

Основными источниками получения сжиженных газов являются побочные продукты газOLIновых и крекинг-заводов, производства синтетических жидких топлив методом гидрогенизации и заводов пиролиза нефти.



Фиг. 4. Кривые упругости насыщенных паров некоторых сжиженных газов: 1—бутилен; 2—бутан; 3—изобутан; 4 — изобутилен; 5 — пропан; 6—пропилен; 7—этан; 8—этилен.

Сжиженные газы, получаемые в соединении с другими газообразными продуктами, требуют для их выделения в чистом виде специальных установок.

К газам, сжиженным при низких давлениях и обычных температурах, относятся предельные углеводороды парафинового ряда

C_nH_{2n+2} : этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} и непредельные углеводороды олефинового ряда C_nH_{2n} : этилен C_2H_4 , пропилен C_3H_6 и бутилен C_4H_8 .

Перечисленные газы в чистом виде в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания применяются редко. Чаще они применяются как смесь пропана и бутана, с незначительными примесями к ним других газов.

Основные физико-химические показатели бутана и пропана приводятся в табл. 9.

Важными параметрами сниженных баллонных газов, используемых в качестве топлива, являются упругость насыщенных паров, удельный вес, теплотворность и теплота парообразования.

При хранении сжиженных газов в баллонах часть пространства занята парами, находящимися в состоянии насыщения. Упругость этих паров находится в прямой зависимости от температуры. Изменение упругости насыщенных паров с изменением температуры для каждого газа представлено на фиг. 4.

Для обеспечения нормальной подачи топлива в двигатель необходимо иметь в баллоне избыточное давление паровой подушки вне зависимости от температуры, поэтому в районах с жарким климатом следует пользоваться смесью, состоящей из 80—90% бутана и 20—10% пропана. В средней полосе весной и осенью содержание пропана в смеси может быть до 50%. Зимой следует употреблять в основном только пропан.

Таблица 9

Основные физико-химические характеристики пропана и бутана

Наименование показателей	Пропан	Бутан
Химическая формула	C_3H_8	C_4H_{10}
Молекулярный вес	44,062	58,078
Относительный вес газа (по воздуху)	1,5206	2,0042
Удельный вес газа при 15° в жидкой фазе	0,5089	0,5824
Количество кубометров газа, получаемого из 1 кг жидкости при 15° С и 1 кг/см ²	0,554	0,42
Теплотворность сжиженного газа (низшая) в ккал кг	11 961	11 712
Теплотворность газа (низшая) при 1 кг/см ² и 15° С в ккал/м ³	21 600	27 900
Теоретически необходимое количество воздуха в м ³ /м ³	23,92	31,09
Теплотворность горючей смеси при $\alpha = 1,0$ в ккал/м ³	847	855
Октаиовое число	125	95

Судить о теплотворности, составе и возможных пределах заполнения баллона сжиженным газом можно по его удельному весу.

Сжиженные газы обладают высоким коэффициентом объемного расширения, поэтому, в целях сохранения постоянства регулировки топливной аппаратуры, необходимо принять меры против резкого колебания температуры газа.

При полной емкости баллона для сжиженного газа в 77 л и рабочем давлении в 14 кг/см² полезный объем сжиженного газа в баллоне составляет 70 л или 90% от его полной емкости.

В противоположность сжатым газам сжиженные газы требуют во много раз меньшего рабочего давления. Это обстоятельство дает возможность пользоваться более легкими баллонами. В связи с тем, что сжиженные газы обладают высокой теплотворностью, баллоны могут применяться небольшого объема.

3. Характеристика горючей смеси

Горючая смесь состоит из газового топлива и воздуха, поэтому на мощность двигателя оказывает влияние не теплотворность Q_u самого топлива, а теплотворность его в смеси с воздухом.

Различные топлива, в зависимости от своего состава требуют для полного сгорания различного количества воздуха. У двух топлив, из которых одно имеет теплотворность большую чем другое, не всегда такое же соотношение теплотворностей их горючих смесей.

Ниже для примера приведено несколько газов различного состава с различными теплотворностями и теплотворность горючих смесей из этих газов при коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 1,0$ и $\alpha = 1,25$.

Из этого примера видно, что газы с меньшей теплотворностью при известных условиях могут дать горючую смесь с большей теплотворностью, чем газы, обладающие большей теплотворностью.

Состав горючей смеси	H ₂ —2 ⁰ / ₀ ; CO—31 ⁰ / ₀ ; CH ₄ —0 ⁰ / ₀	H ₂ —18 ⁰ / ₀ ; CO—12 ⁰ / ₀ ; CH ₄ —4 ⁰ / ₀	H ₂ —15 ⁰ / ₀ ; CO—9 ⁰ / ₀ ; CH ₄ —8 ⁰ / ₀
Теплотворность газа в ккал/нм ³	915	1074	1232
Теоретически необходимое количество воздуха для сго- рания 1 нм ³ газа	0,784	1,095	1,333
Теплотворность горючей смеси при $\alpha = 1,0$ в ккал/нм ³ . . .	513	513	528
Теплотворность горючей смеси при $\alpha = 1,25$ в ккал/нм ³ . .	462	454	462

Приведенные данные наглядно показывают, как меняется картина при переходе к теплотворностям горючих смесей и как влияет на них величина коэффициента избытка воздуха α .

Если на 1 м³ газообразного топлива для сгорания согласно стехиометрическому уравнению реакции требуется L₀ м³ воздуха, то теплотворность свежей смеси будет равна:

$$Q_{см} = \frac{Q_u}{1 + \alpha L_0} \text{ ккал/нм}^3.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ газа зависит от состава газа, так как отдельные газы, входящие в его состав, требуют для своего сгорания различное количество воздуха.

Максимальная мощность двигателя при работе на генераторном газе теоретически должна получаться при $\alpha = 1$.

Практически в отработавших газах двигателя всегда находится кислород, так как коэффициент избытка воздуха принимается для генераторного газа 1,1—1,2.

Величина теплотворности смеси генераторного газа с воздухом находится в пределах 450—550 ккал/нм³ и определяется по формуле

$$Q_{см} = \frac{2566H_2 + 3018CO + 8529CH_4}{1 + \alpha \frac{0,5(CO + H_2) + 2CH_4}{0,209}} \text{ ккал/нм}^3.$$

На фиг. 5 приведено изменение теплотворности одного нормального кубического метра горючих смесей в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Как видно из данных приведенного графика, с увеличением коэффициента избытка воздуха теплотворность горючей смеси падает.

Для уяснения связи теплотворности горючей смеси с мощностью двигателя обратимся к уравнению эффективной мощности двигателя

$$N_e = KV_h Q_{см} \eta_v \eta_i \eta_m n \text{ л. с.},$$

где K — коэффициент;

V_h — литраж двигателя в л;

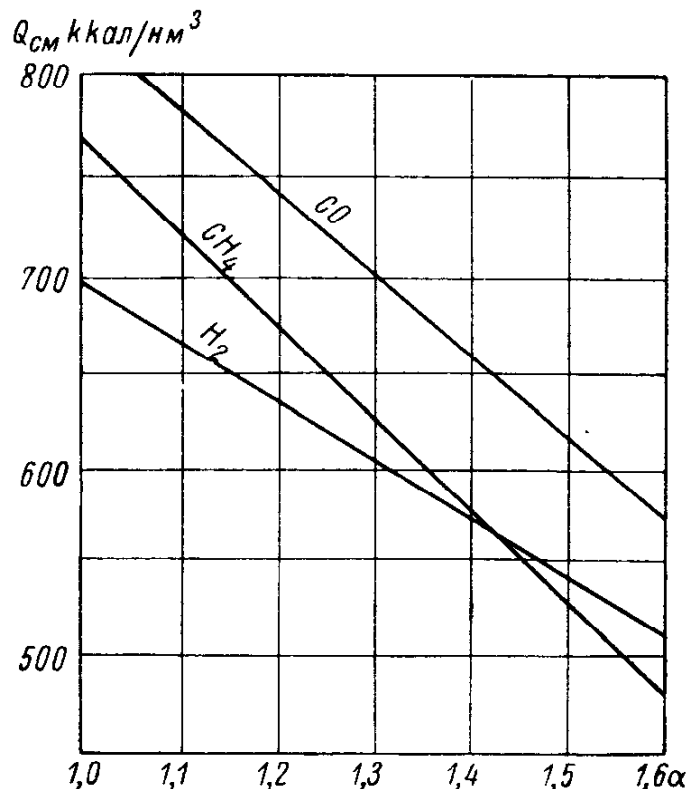
$Q_{см}$ — теплотворность горючей смеси в ккал/нм³;

η_v — коэффициент наполнения;

η_i — индикаторный коэффициент полезного действия;

η_m — механический коэффициент полезного действия;

n — число оборотов коленчатого вала двигателя в мин.



Фиг. 5. График изменения теплотворности 1 нм³ горючих смесей CO, H₂, CH₄ в зависимости от коэффициента избытка воздуха α .

Из уравнения видно, что мощность двигателя прямо пропорциональна теплотворности горючей смеси.

При переводе двигателя с жидкого топлива на газообразное имеет место снижение его мощности.

Причины снижения мощности двигателя состоят в следующем. Горючая смесь из газа с воздухом обладает более низкой теплотворностью, чем смесь из жидкого топлива с воздухом. Коэффициент наполнения, вследствие высоких температур горючей смеси из газов с воздухом, поступающей в цилиндры, ниже, чем при работе на жидком топливе. Вследствие меньшего значения коэффициента молекулярного изменения при горении газообразных топлив по сравнению с горением жидких топлив уменьшается среднее индикаторное давление.

Задача состоит в том, чтобы, используя положительные качества газообразного топлива (высокое октановое число) и особенности смесеобразования при газообразном топливе, компенсировать потерю мощности. Следует указать, что при применении сжиженных газов удается не только компенсировать потерю мощности, но и значительно превзойти мощность двигателя, работающего на жидком топливе.

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАБОТА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ГАЗООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ

4. Индикаторные диаграммы

По протеканию процесса сгорания современные газовые поршневые двигатели можно разделить на три группы: быстрого сгорания, постепенного сгорания и смешанного сгорания.

К первой группе относятся наиболее распространенные газовые двигатели низкого сжатия, в которых происходит принудительное воспламенение горючей смеси электрической искрой или от раскаленного источника (калоризатора). Процесс сгорания топлива в двигателях этой группы, как четырехтактных, так и двухтактных, протекает при почти постоянном объеме.

В существующих газовых двигателях этого типа верхний предел допустимой степени сжатия определяется условиями нормального горения, в силу чего величина ее практически не превышает 8, редко 10.

У большинства газовых четырехтактных двигателей как автотракторного, так и стационарного типов свежий заряд поступает в цилиндр в виде газовой смеси в течение хода всасывания. На фиг. 6 представлена индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя, работающего по этому циклу.

Приготовленная в смесителе газовой смеси поступает в двигатель по линии $r-a$. Далее, по линии $a-c$ идет сжатие смеси до температуры ниже самовоспламенения топлива. В точке c' происходит воспламенение смеси от постороннего источника.

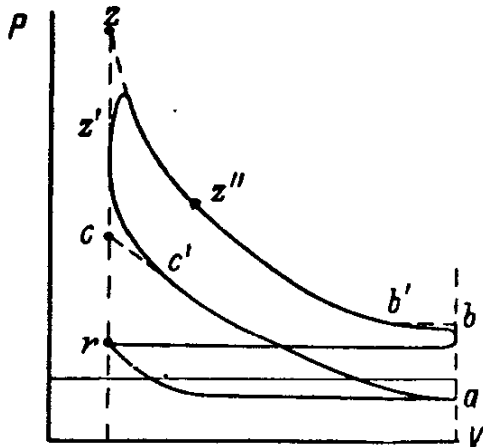
Давление резко повышается до точки z' , после чего по линии $z'-b'$ идет процесс расширения и по линии $b'-r$ осуществляется выпуск.

На линии расширения до какой-то точки z'' имеет место догорание топлива. При построении индикаторной диаграммы по расчетным данным принимается, что линия сжатия доходит до верхней мертвой точки (точка c), линия сгорания идет до точки z при постоянном объеме, а линия расширения доходит в точке b до нижней мертвой точки (на фиг. 6 нанесено пунктиром). После построения диаграмму скругляют, приближая ее к действительной.

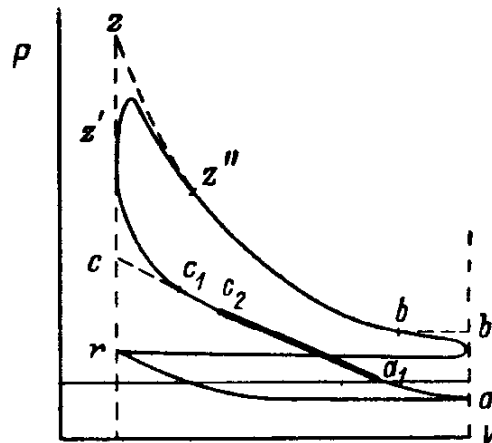
В некоторых случаях в четырехтактных двигателях, работающих на газовом топливе, применяется своеобразный наддув.

На фиг. 7 приведена индикаторная диаграмма такого двигателя. В этом случае по линии впуска идет заполнение цилиндра двигателя чистым воздухом. Газ вдувается в камеру сгорания под давлением в 3—5 *ата* в первой половине хода сжатия (на фигуре показано жирной линией на участке $a_1—c_2$). Зажигание смеси осуществляется электрической искрой в конце хода сжатия (точка c_1).

Увеличение наполнения цилиндра по этому циклу происходит вследствие принудительной подачи газа в свежий заряд воздуха и уменьшения гидравлических потерь в результате улучшения впускной системы.



Фиг. 6. Индикаторная диаграмма четырехтактного газового двигателя с впуском смеси в течение хода всасывания.



Фиг. 7. Индикаторная диаграмма четырехтактного газового двигателя с вдуванием горючей смеси при давлении 3—5 *ата* в первой половине хода сжатия.

Эффективный к. п. д. этого цикла несколько ниже обычного четырехтактного цикла, вследствие худших условий смесеобразования.

В двухтактных газовых двигателях, работающих по циклу быстрого сгорания (при $V = \text{const}$), процесс очистки и заполнения цилиндра может осуществляться двумя способами: продувкой и зарядкой цилиндра газозоудшной смесью через продувочные окна, или раздельной подачей газа и воздуха. Продувка цилиндра в этом случае осуществляется одним воздухом. Экономичность второго способа значительно выше, так как отсутствуют потери газа при продувке.

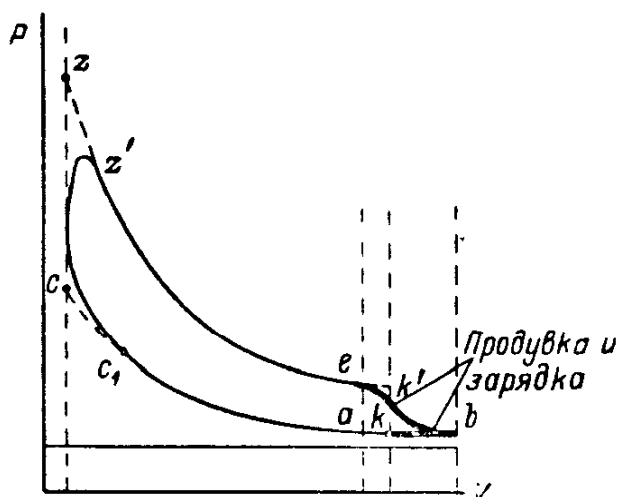
У большинства двухтактных двигателей, переведенных на генераторный газ, продувка и зарядка цилиндра осуществляются газозоудшной смесью. Расход рабочей смеси на продувку этого типа двигателя составляет 25—30%. При этом роль продувочного насоса в двухтактных двигателях выполняет герметически закрытый картер двигателя (кривошипно-камерная продувка).

Индикаторная диаграмма двухтактного двигателя, работающего на газообразном топливе, приведена на фиг. 8.

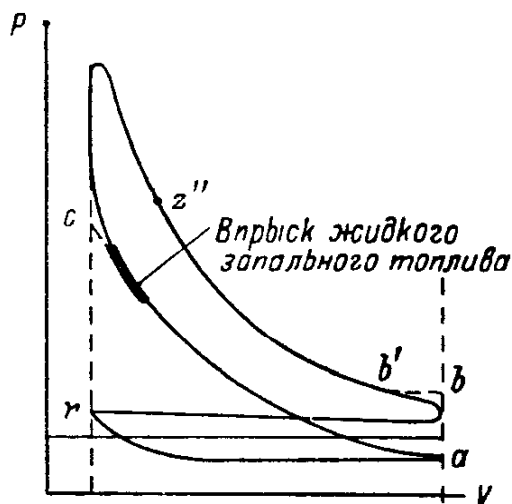
В точке e открываются выпускные окна, и отработавший газ предыдущего цикла удаляется из цилиндра. В точке k' открываются продувочные окна, и свежий заряд воздуха или газозарядная смесь начинает поступать в цилиндр, способствуя удалению отработавших газов (происходит продувка цилиндра).

В точке k продувочные окна закрываются, и по линии $k-a$ часть свежей газовой смеси или воздуха вытесняется из цилиндра (потеря заряда). В точке a закрываются выпускные окна и начинается сжатие газовой смеси, которое протекает по линии $a-c$.

Воспламенение смеси происходит в точке c_1 . В двухтактных двигателях описываемого типа зажигание осуществляется электри-



Фиг. 8. Индикаторная диаграмма двухтактного газового двигателя с горением смеси при постоянном объеме ($V = \text{const}$).



Фиг. 9. Индикаторная диаграмма четырехтактного газового двигателя, работающего по смешанному циклу (цикл Тринклера).

ческой искрой, калоризатором (тепловое воспламенение) или впрыском небольшой порции жидкого запального топлива на раскаленную поверхность калоризатора.

При горении смеси давление поднимается по линии c_1-z' и далее по линии $z'-e$ происходит процесс расширения.

Ко второй группе относятся компрессорные газовые двигатели с самовоспламенением.

В этих двигателях во время впуска в цилиндр воздух поступает через впускной клапан. При следующем ходе поршня воздух сжимается до давления $20-25 \text{ атм}$; при этом его температура повышается примерно до 500°C .

При подходе поршня к в. м. т. в цилиндр через форсунку вводится под большим давлением газ и воспламеняется от высокой температуры сжатого воздуха.

Работа газового двигателя с самовоспламенением и с подводом газа через форсунку в конце хода сжатия была осуществлена проф. Е. К. Мазингом в 1934 г. на компрессорном четырехтактном двигателе с самовоспламенением. Однако схема оказалась слишком громоздкой, требовавшей дополнительно компрессора и устройств,

усложняющих эксплуатацию. Единственным ее достоинством оказалось отсутствие потребления жидкого топлива.

К третьей группе относятся двигатели преимущественно высокого сжатия. Двигатели работают по циклу со смешанным сгоранием, то есть часть топлива сгорает при $V = \text{const}$ и часть при $P = \text{const}$.

Воспламенение газовой смеси осуществляется подачей в смесь некоторого количества жидкого топлива.

Этот способ воспламенения газозоудушной смеси оказался наиболее эффективным при переводе на газообразное топливо двигателей с самовоспламенением. Он обеспечивает в случае необходимости быстрый переход с газового на жидкое топливо, благодаря чему эти двигатели иногда называются двигателями двойного топлива или газожидкостными.

Индикаторная диаграмма двигателя, работающего по смешанному циклу, приведена на фиг. 9.

В нижней части диаграмма аналогична приведенной на фиг. 6. В конце сжатия газозоудушной смеси в цилиндр под давлением вводится жидкое запальное топливо. Это топливо под воздействием высокой температуры воспламеняется и поджигает основную смесь. При горении смеси давление ее вначале резко возрастает ($V = \text{const}$), а далее на некотором участке горение протекает приблизительно при постоянном давлении ($P = \text{const}$). После этого начинается процесс расширения с догоранием смеси до какой-то точки z'' .

Процесс сгорания приближается к неуправляемому и характеризуется увеличенным периодом запаздывания воспламенения. Скорость нарастания давления $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ и максимальные давления цикла P_z обычно удается привести к допустимым величинам путем увеличения коэффициента избытка воздуха и подбора момента начала впрыска запального топлива.

Минимальный расход жидкого запального топлива определяется величиной потребной энергии для надежного воспламенения основной смеси. В однокамерных двигателях при полной нагрузке минимальный расход жидкого запального топлива составляет 10—13% от расхода при работе только на жидком топливе. У двигателей (предкамерных и др.), в которых доступ струи жидкого топлива к центру заряда газозоудушной смеси затруднен, расход жидкого топлива увеличивается до 20%.

Существенное влияние на экономичность и мощность газового двигателя, работающего по смешанному циклу, с присадкой запального жидкого топлива, оказывает коэффициент избытка воздуха, от которого непосредственно зависят теплотворность и скорость сгорания смеси.

Для транспортных установок, в силу специфических условий их работы, газожидкостный процесс следует признать безусловно перспективным, имея в виду возможность создания этих двигателей на базе двигателей с самовоспламенением и легкость перевода двигателя с одного вида топлива на другой.

5. Процессы действительного цикла газового двигателя

Действительный цикл газового четырехтактного двигателя состоит из следующих чередующихся процессов: наполнения, сжатия, сгорания, расширения и выпуска.

Процесс наполнения. В четырехтактных двигателях этот процесс происходит за время первого такта — при ходе поршня от в. м. т. до н. м. т., т. е. после процесса выпуска отработавших газов, и заключается в заполнении цилиндра свежей смесью. В двухтактных двигателях процесс зарядки рабочего цилиндра осуществляется во время продувки цилиндра.

Совершенство процесса наполнения цилиндра свежей смесью оценивается коэффициентом наполнения η_v

$$\eta_v = \frac{V_0}{V_s} = \frac{M_0}{M_s} = \frac{G_0}{G_s},$$

где V_0 — действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр и приведенного к условиям окружающей среды $P_0 T_0$, в m^3 ;

V_s — количество свежего заряда, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условиях окружающей среды P_0 и T_0 , в m^3 ;

M_0, M_s — те же значения в молях;

G_0, G_s — те же значения в кг.

Чем выше значение η_v , тем совершенней процесс наполнения, тем большую мощность будет развивать двигатель.

Коэффициент наполнения η_v возрастает с возрастанием давления в конце наполнения (P_a), с понижением температуры свежего заряда в конце наполнения (T_a) и с уменьшением коэффициента остаточных газов (γ_r).

Давление смеси в цилиндре газового двигателя в конце впуска (P_a) зависит главным образом от сопротивления во впускной системе. Вследствие этого сопротивления P_a без наддува будет меньше единицы. Так, в двигателе, работающем с газогенераторной установкой, поступающий в цилиндр газ должен преодолеть гидравлическое сопротивление слоя топлива в газогенераторе, сопротивление системы очистки и охлаждения, а смесь — сопротивление смесителя, впускного трубопровода и клапана.

Таким образом, давление в начале сжатия P_a будет равно:

$$P_a = P_0 - \Delta\delta \text{ кг/см}^2.$$

Здесь $\Delta\delta$ — величина потери давления.

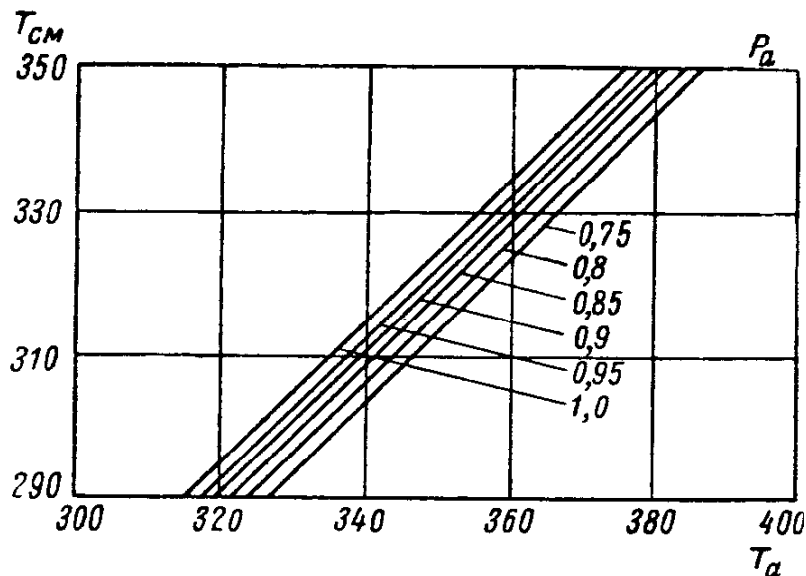
Задача состоит в том, чтобы уменьшить сопротивление впускного тракта и тем повысить значение P_a .

Практически среднее значение давления газовой смеси у газовых двигателей средней быстроходности, без наддува, колеблется в пределах $P_a = 0,85 \div 0,90 \text{ атм}$ и с наддувом $(0,90 \div 0,96) P_{над}$.

Температура рабочей смеси T_a в конце наполнения зависит от температуры газа и воздуха, поступающих в цилиндры двигателя, и от теплообмена с остаточными газами и стенками цилиндра.

На фиг. 10 дана зависимость температуры газовой смеси T_a в конце наполнения от температуры смеси, поступающей в цилиндр $T_{см}$, и от давления в начале сжатия P_a при следующих постоянных величинах: степень сжатия $\epsilon = 8$, давление и температура отработавших газов $P_r = 1,1 \text{ атм}$, $T_r = 750^\circ \text{ абс}$.

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует степень загрязнения рабочей смеси продуктами сгорания, оставшимися в цилиндре от предыдущего цикла. Он зависит от величины степени сжатия ϵ , давления P_r и температуры остаточных газов T_r .



Фиг. 10. Зависимость температуры смеси в начале сжатия от температуры смеси, поступающей в цилиндр, и от давления в начале сжатия.

Величина γ_r возрастает с увеличением пространства сжатия, т. е. с уменьшением степени сжатия ϵ , с увеличением давления остаточных газов P_r , и уменьшается с повышением температуры остаточных газов T_r .

В двухтактных двигателях γ_r зависит в основном от системы и качества продувки, а также от степени быстроходности двигателя.

Температура остаточных газов T_r зависит от степени сжатия, от нагрузки и числа оборотов двигателя. Давление остаточных газов зависит главным образом от сопротивления в выпускной системе.

Процесс сжатия

Процесс сжатия создает лучшие условия для сгорания рабочей смеси.

Требования, предъявляемые к протеканию процесса сжатия, зависят от метода смесеобразования и воспламенения смеси, принятого в двигателе.

В период между введением газовой смеси в цилиндр двигателя и ее воспламенением происходит процесс предварительного окисления смеси с одновременным повышением температуры, которая тем выше, чем интенсивнее протекает процесс предварительного окисления.

При электрическом зажигании, во избежание преждевременного воспламенения, температура в конце процесса сжатия не должна достигать температуры самовоспламенения газа. Температура сжатия газовой смеси в двигателе лежит в пределах $850\text{--}1300^\circ \text{ абс}$, что при указанных ниже значениях политропы сжатия допускает повышение степени сжатия газового двигателя до 10–12. Практически величина степени сжатия

выбирается при работе на генераторном газе в пределах $6 \div 10$, на естественном — $5 \div 8$.

При установившемся тепловом режиме в начале сжатия температура смеси, заполняющей цилиндр газового двигателя, ниже температуры стенок цилиндра, поршня и цилиндровой крышки.

В связи с этим, тепловой поток направлен от стенок цилиндра к сжимаемому заряду, следовательно, показатель политропы процесса в начале сжатия больше показателя адиабаты.

В процессе дальнейшего сжатия температура газовой смеси возрастает и тепловой поток меняет свое направление. Дальше он идет от газовой смеси к стенкам. Показатель политропы сжатия уменьшается и становится меньше показателя адиабаты.

Таким образом, показатель политропы сжатия n_1 действительного реального цикла является переменным по всей линии сжатия.

Среднее значение показателя политропы сжатия в зависимости от того, что превалирует — подвод тепла от стенок к смеси или отвод тепла от смеси, будет больше или меньше показателя адиабаты.

Обычно превалирует отвод тепла от газовой смеси, поэтому и среднее значение показателя политропы сжатия несколько меньше показателя адиабаты.

Температура T_c и давление P_c конца сжатия могут быть определены по температуре и давлению конца впуска, степени сжатия и среднему показателю политропы сжатия (см. схему расчета рабочего цикла).

Для газовых двигателей низкого сжатия величина P_c лежит в пределах $8 \div 16 \text{ ата}$, а для двигателей высокого сжатия $28 \div 35 \text{ ата}$.

Указанными величинами T_c и P_c оценивается и выбранная степень сжатия двигателя ϵ .

Процесс горения

Воспламенение топлива представляет окислительную реакцию, при которой выделенная теплота вызывает появление пламени.

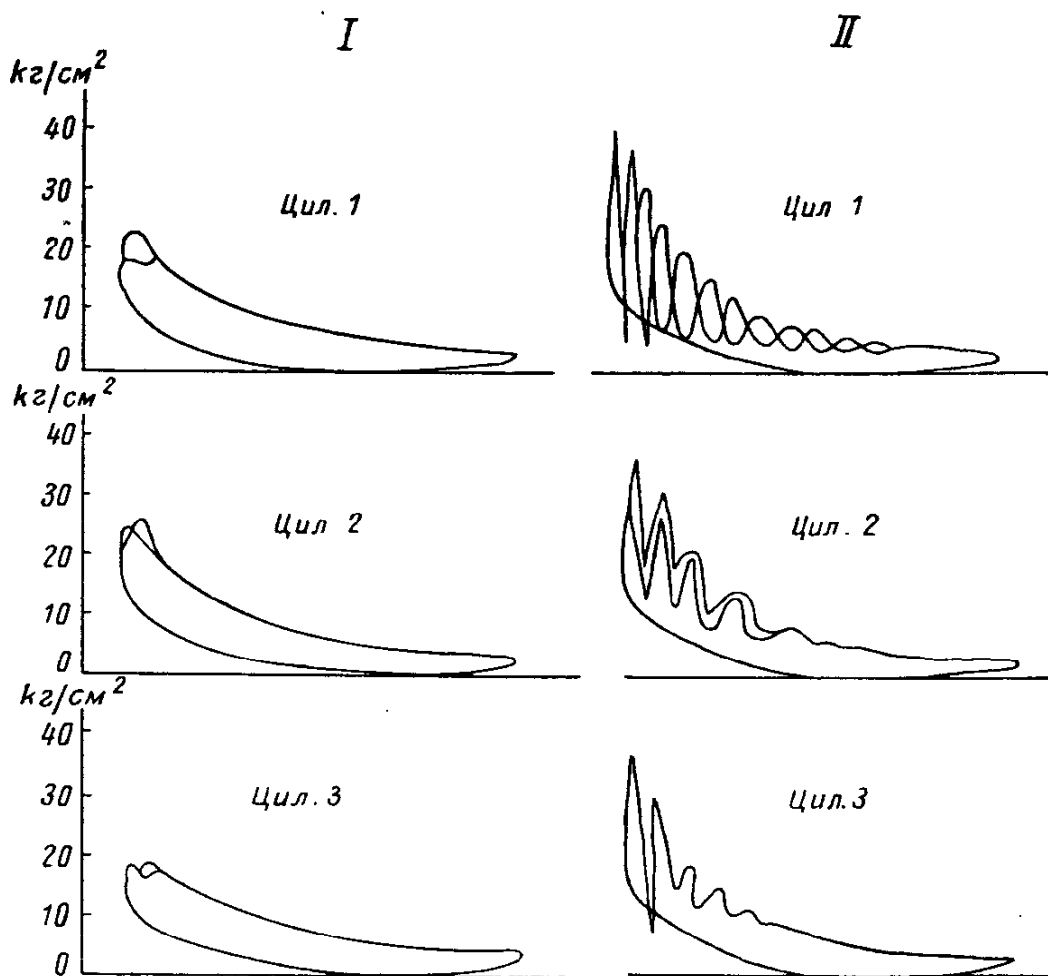
Начало процесса воспламенения топлива связано с так называемым периодом задержки воспламенения, в течение которого молекулы топлива, предварительно нагретые и частично окисленные, нагреваются и окисляются до воспламенения [4, 5]. Распространение пламени сопровождается ростом давления более резким, чем при сжатии, и характеризуется быстротой нарастания давления по углу поворота коленчатого вала $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$.

На скорость распространения пламени влияют следующие факторы: свойства топлива, степень подготовленности топливных частиц к воспламенению, состав смеси, степень завихрения смеси, форма камеры сгорания, расположение свечи и загрязнение смеси остаточными газами.

Легко воспламеняемые топлива дают повышенное значение $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$.

Для иллюстрации сказанного на фиг. 11 приведены сравнительные индикаторные диаграммы газового двигателя при работе на генераторном газе с малым и повышенным содержанием водорода, в условиях одинаковых нагрузок, регулировки, момента зажигания и постоянной величины избытка воздуха.

На диаграммах слева изображен нормальный процесс сгорания, на диаграммах, приведенных справа, виден детонационный харак-



Фиг. 11. Диаграмма влияния содержания водорода в генераторном газе на процесс сгорания.

Характеристика генераторного газа:

	CO ₂	H ₂	CO	CH ₄	N ₂	Q _u ккал/м ³	L м ³ /м ³	P _e кг/см ²
I	0,045	0,110	0,27	0,005	0,57	1145	0,95	4,0
II	0,115	0,225	0,20	0,000	0,46	1185	1,01	4,0

тер сгорания, обусловленный наличием в газе повышенного количества водорода.

Наибольшие значения отношения $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ получаются при таком составе горючей смеси, при котором скорость распространения пламени имеет максимальные значения ($\alpha = 0,85 - 0,90$).

Вихревое движение смеси влияет на увеличение скорости распространения пламени и приводит к увеличению $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$, а также способствует выравниванию температуры смеси в цилиндре и уменьшает догорание газов по линии расширения. С точки зрения про-

должительности охвата пламенем всего объема газовой смеси, например, при электрическом зажигании, более благоприятно центральное расположение свечи.

Форма камеры сгорания также оказывает влияние на скорость распространения пламени. Чем меньше поверхность камеры, приходящаяся на единицу ее объема, тем меньше потеря тепла, тем больше скорость распространения пламени.

Для различных точек камеры сгорания скорость распространения пламени не одинакова и возрастает по мере удаления от места запала.

Исследования, проведенные К. И. Генкиным [4], указывают на исключительную эффективность работы бензинового двигателя с двумя свечами. Во время опытов в этом случае продолжительность всех стадий сгорания, главным образом периода задержки воспламенения, уменьшалась более чем на 20% при увеличении мощности в цилиндре примерно на 11%.

С увеличением числа оборотов продолжительность горения по углу поворота кривошипа возрастает (не пропорционально числу оборотов), в связи с чем, по мере увеличения числа оборотов, угол опережения зажигания необходимо увеличивать.

Наиболее полной, по данным ряда экспериментаторов, индикаторная диаграмма получается в том случае, когда максимальное давление сгорания наблюдается при положении поршня $12\text{--}15^\circ$ по углу поворота коленчатого вала после в. м. т.

Это положение может быть достигнуто путем правильной установки наивыгоднейшего угла опережения зажигания.

Основными параметрами, определяющими процесс горения, являются температура конца сгорания T_z и давление конца сгорания P_z .

В процессе сгорания газозооушной смеси не все тепло, введенное в цилиндр двигателя с топливом, идет на повышение внутренней энергии смеси. Часть выделяемого тепла уйдет в охлаждающую среду, часть тепла топлива будет выделяться лишь в процессе расширения при догорании.

Активно участвующее тепло при сгорании принято учитывать коэффициентом выделения тепла ξ_z .

Коэффициент выделения тепла ξ_z представляет, таким образом, долю активной теплотворности топлива, полезно использованную в процессе сгорания и пошедшую на повышение внутренней энергии газов.

Для газовых двигателей величина коэффициента ξ_z находится в пределах $0,82 \div 0,87$ и зависит от осуществленного цикла, быстроходности двигателя, метода смесеобразования, условий охлаждения камеры, нагрузки и скоростного режима двигателя.

Величина коэффициента ξ_z несколько снижается как при снижении числа оборотов, так и при чрезмерном увеличении его. Меньшие значения ξ_z при снижении числа оборотов получаются за счет большего охлаждения и меньшего завихрения смеси в конце процесса сжатия, а при большом увеличении числа оборотов — за

счет большего количества газа, участвующего при догорании на линии расширения.

При отсчете температур от 0° абс. для газожидкостных двигателей величину коэффициента использования тепла в конце сгорания ξ_z можно принимать в пределах $0,80 \div 0,85$.

Для генераторного газа и быстроходных двигателей величине ξ_z даются меньшие значения.

Степень повышения давления в двигателях, работающих по смешанному циклу, лежит в пределах

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = 1,3 \div 2,0$$

Процесс расширения

В действительном цикле процесс расширения происходит по политропе с непрерывно изменяющимся по ходу поршня показателем n_2 .

Основными факторами, влияющими на значение показателя политропы расширения, являются:

а) замедленное падение температуры продуктов сгорания в связи с догоранием топлива по линии расширения;

б) выделение дополнительного тепла вследствие частичного восстановления диссоциированных молекул H_2O и CO_2 ;

в) различная теплоотдача газов в начале хода расширения, в середине и в конце его;

г) пропуски газов через неплотности поршневых колец и клапанов.

Учесть влияние всех перечисленных факторов при тепловом расчете практически невозможно. В связи с этим пользуются не политропой с истинным показателем, различным для каждого отдельного момента расширения, а политропой с некоторым условным средним показателем n_2 , одинаковым для всех точек линии расширения.

Величина показателя политропы расширения n_2 составляет:

Для газовых двигателей большой цилиндровой мощности 1,15—1,18

„ „ „ малой „ „ 1,25—1,30

Для быстроходных двигателей 1,20—1,24

При выборе показателя политропы расширения нужно тщательно учитывать все факторы, влияющие на него.

Ошибка в выборе показателя политропы расширения на 0,01 приводит к ошибке среднего индикаторного давления примерно на 2—3%.

Для построения политропы расширения необходимо определить, наряду с параметрами, характеризующими процесс горения T_z и P_z , температуру T_b и давление P_b в конце расширения.

Процесс выпуска

Выпускной клапан открывается до н. м. т. в момент, когда давление смеси в цилиндре еще велико и составляет $2,5\text{--}6,0 \text{ кг/см}^2$. Закрывается выпускной клапан обычно после в. м. т.

Исходя из причин, вызывающих выход отработавших газов из цилиндра, весь процесс выпуска может быть подразделен на три фазы. За время первой фазы происходит выпуск отработавших газов под воздействием большого перепада давлений между давлениями в рабочем цилиндре и выпускном органе, сопровождающийся надкритическим истечением газа. Продолжительность первой фазы длится от момента открытия выпускного клапана до падения скорости газов ниже критической, что осуществляется за $10\text{--}15^\circ$ после н. м. т.

Во второй фазе при движении поршня от н. м. т. до в. м. т. выпуск характеризуется выталкиванием продуктов сгорания поршнем и, наконец, в третьей фазе при движении поршня от в. м. т. до закрытия выпускного клапана происходит удаление продуктов сгорания из цилиндра за счет эжекции отработавших газов, движущихся со значительной скоростью по выпускному трубопроводу.

Процесс выпуска сопровождается гидравлическими потерями, складывающимися из потерь в выпускном клапане и канале, выпускном трубопроводе и в особых устройствах, как например, в глушителе, утилизационном котле и др.

Увеличение противодействия в впускной системе влечет увеличение насосных потерь на выталкивание продуктов сгорания, что приводит к повышению давления P_r , температуры T_r и коэффициента γ_r остаточных газов; снижается коэффициент наполнения η_v , ухудшаются условия сгорания смеси. В результате индикаторная мощность снижается. Отсюда следует, что при переоборудовании двигателя необходимо стремиться к уменьшению сопротивления в выпускной системе.

В четырехтактных газовых двигателях величина γ_r колеблется при полной нагрузке в пределах $0,06 \div 0,16$.

В двухтактных двигателях в зависимости от системы и качества продувки величина γ_r колеблется в пределах $0,03\text{--}0,3$.

Среднее давление P_r за период выпуска составляет $1,1\text{--}1,15 \text{ ата}$ и меняется с быстроходностью двигателя. С увеличением числа оборотов двигателя давление P_r возрастает, так как с уменьшением продолжительности процесса выпуска увеличивается скорость выталкиваемых газов.

Средние скорости выпускных газов зависят от типа двигателя и составляют у тихоходных двигателей $20 \div 30 \text{ м/сек}$ и быстроходных $40 \div 60 \text{ м/сек}$. Потери давления в выпускном трубопроводе при нормальной длине не должны превосходить $150 \div 200 \text{ мм вод. ст.}$

В расчетах полагают, что T_r близка к температуре отработавших газов за выпускным клапаном.

В силу зависимости от многих факторов температура продуктов сгорания колеблется $350 \div 650^\circ \text{ С.}$

6. Особенности действительного (реального) рабочего цикла газожидкостного двигателя

Рабочий цикл двигателя с самовоспламенением, работающего на газе по газожидкостному процессу, характеризуется тем, что в цилиндре двигателя во время такта сжатия находится газозоудшная смесь, а жидкое топливо вводится в цилиндр в конце такта сжатия и, самовоспламеняясь, поджигает смесь.

Газожидкостный цикл, обобщая частные случаи работы газового двигателя и двигателя жидкого топлива, характеризуется обычными зависимостями между его параметрами, однако, вследствие использования двух топлив, совершенно различных по своим физическим свойствам, эти зависимости имеют некоторые особенности.

Сравнивая условия работы двигателя на жидком топливе и по газожидкостному процессу, остановимся на характеристике давления P_a и температуре T_a в конце впуска.

В связи с тем, что при работе на газе двигателю в период всасывания необходимо преодолевать сопротивление слоя топлива в газогенераторе и сопротивление газопроводов, включая газовый смеситель, давление впуска при работе по газожидкостному процессу будет ниже, чем при работе на жидком топливе. Вследствие того, что температура горючей смеси в начале впуска будет выше температуры окружающего воздуха, а также в силу того, что остаточные газы будут отдавать тепло меньшему весовому заряду топлива, повысится температура T_a в конце впуска.

В связи с изменением величин P_a и T_a уменьшится и величина коэффициента наполнения η_v .

Газовая смесь, поступающая в цилиндр двигателя при работе по газожидкостному процессу, характеризуется значительным по величине коэффициентом избытка воздуха ($\alpha_1 = 1,4—2,0$), определяющим допустимые границы повышения давления сгорания.

Установленная значительная величина α_1 предупреждает преждевременное самовоспламенение газовой смеси в цилиндре двигателя с высоким сжатием.

Величина политропы сжатия n_1 для указанных выше пределов коэффициента избытка воздуха α_1 колеблется в пределах $1,36 \div 1,38$.

Общий коэффициент избытка воздуха α_2 обычно подсчитывается и зависит от коэффициента избытка воздуха α_1 , имевшегося до впрыска запального топлива, и от теоретически необходимого количества воздуха для сжигания газа и введенного жидкого топлива.

Практически величина α_2 лежит в пределах $1,0 \div 1,8$, принимая большие значения для тихоходных двигателей.

Как указывалось выше, воспламенение сжатой газозоудшной смеси в двигателе, при установленной величине коэффициента избытка воздуха, происходит в результате нагревания и самовоспламенения распыленного жидкого топлива.

Скорость горения зависит от качества смесеобразования, температуры и свойств компонентов, входящих в состав газа, и возра-

стает с увеличением температуры очага горения. Наличие в составе газа углеводородных соединений будет содействовать увеличению скорости горения рабочей смеси.

При небольшом количестве подаваемого жидкого запального топлива скорость горения в камере будет определяться только скоростью горения газовых компонентов.

Повышение теплового состояния двигателя с ростом нагрузки будет способствовать повышению скорости горения газозоудушной смеси. При полных нагрузках скорость горения будет максимальной.

На характер протекания горения жидкого топлива и газа оказывает существенное влияние величина задержки самовоспламенения.

Для расчета величины задержки самовоспламенения газообразных смесей можно использовать уравнение [4, 6].

$$P^n e^{-\frac{\gamma}{T}} \tau = \text{const.}$$

Это уравнение связывает функциональной зависимостью задержку самовоспламенения τ с температурой T и давлением P — газообразной смеси; γ и n являются постоянными для смеси данного процентного (химического) состава.

Более поздними исследованиями [4] была показана принципиальная возможность использования этого уравнения для выражения зависимости задержки самовоспламенения распыленных жидких топлив от температуры и давления.

Экспериментальными работами [7] установлено, что при равных степенях сжатия задержка самовоспламенения жидкого топлива в смеси генераторного газа с воздухом больше, чем при самовоспламенении жидкого топлива в воздухе. Задержка самовоспламенения пропорциональна концентрации водорода в смеси генераторного газа с воздухом.

Весьма важным элементом рабочего процесса газожидкостного двигателя является величина угла опережения ϕ впрыска жидкого запального топлива. Экспериментальный материал, подтверждая наличие значительной задержки самовоспламенения при впрыскивании топлива не в среду чистого воздуха, а в газозоуддушную смесь, в то же время не дает возможности заранее установить величину ϕ для разного типа двигателей.

Однако с достоверностью можно сказать, что в общем виде величина ϕ обуславливается величиной степени сжатия, числом оборотов двигателя, допустимым давлением сгорания и коэффициентом избытка воздуха.

Практически величину угла опережения впрыска для каждого типа двигателя следует подбирать экспериментально, имея в виду, что наиболее благоприятная величина ϕ должна соответствовать наибольшей мощности и экономичности двигателя при умеренных давлениях вспышки.

7. Мощность и экономичность газового двигателя

Эффективная мощность двигателя, как известно, выражается формулой:

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{225\tau} \text{ л. с.},$$

где P_e — среднее эффективное давление, кг/см^2 ;

V_h — литраж двигателя, л;

n — число оборотов;

τ — показатель тактности,

и с индикаторной мощностью связана следующей зависимостью:

$$N_e = N_i \eta_m,$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия.

Очевидно, чем выше механический коэффициент полезного действия, тем выше и эффективная мощность.

Величиной, характеризующей двигатель с точки зрения использования объема его цилиндров, является литровая мощность. Она представляет частное от деления эффективной мощности двигателя в лошадиных силах на объем его цилиндров, выраженный в литрах:

$$N_{л} = \frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e \cdot n}{225\tau} \text{ э. л. с./л.}$$

Степень форсирования рабочего процесса газового двигателя характеризует литрооборотная мощность:

$$N_{л-об} = \frac{N_{л}}{n} = \frac{P_e}{225\tau} \text{ л. с./л. об.}$$

Из приведенной формулы видно, что литрооборотная мощность прямо пропорциональна среднему эффективному давлению P_e .

Следовательно, для повышения мощности газовых двигателей необходимо стремиться к повышению среднего эффективного давления P_e .

Из приводимого ниже выражения P_e — среднего эффективного давления для четырехтактного двигателя

$$P_e = 0,0427 Q_{см} \gamma_{см} \eta_v \eta_i \eta_m \text{ кг/см}^2$$

видно, что величина P_e пропорциональна следующим величинам:

$Q_{см}$ — теплотворности горючей смеси, ккал/кг ;

$\gamma_{см}$ — удельному весу горючей смеси, кг/м^3 (при P_0 и T_0);

η_v — коэффициенту наполнения;

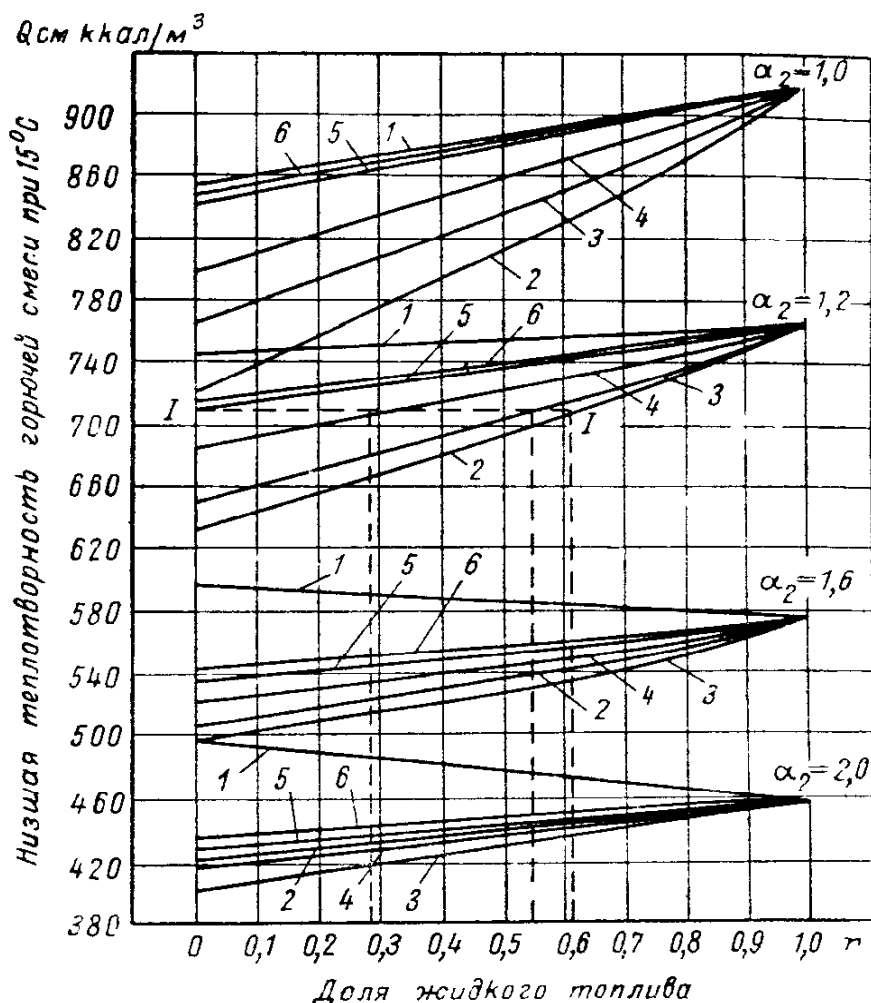
η_i — индикаторному коэффициенту полезного действия;

η_m — механическому коэффициенту полезного действия.

Повышение мощности газовых двигателей может быть достигнуто путем увеличения: степени сжатия, теплотворности горючей смеси, коэффициента наполнения и литража двигателя.

Одним из эффективных способов повышения мощности двигателя и его экономичности является увеличение степени сжатия. К этому способу обычно прибегают при переводе карбюраторных двигателей с жидкого на газообразное топливо.

Для бензиновых двигателей верхний предел степени сжатия определяется явлениями детонации и наступает уже при степени сжатия, равной шести, шести с половиной.



Фиг. 12. График зависимости теплотворности горючих смесей при работе на смеси двух топлив:

1 — окись углерода; 2 — водород; 3 — метан; 4 — этан; 5 — пропан; 6 — бутан.

Для газовых двигателей этот предел выше. По условиям самовоспламенения и детонации степень сжатия в газовых двигателях может быть доведена до 10.

Увеличение степени сжатия в двигателях осуществляется двумя путями: а) установкой новой головки цилиндра с уменьшенной камерой сжатия и б) установкой новых поршней с удлиненной верхней частью.

Камера сгорания должна быть компактной, без острых углов и резких переходов; при искровом зажигании свеча должна быть расположена ближе к впускному клапану.

Для более быстрого сгорания рабочей смеси иногда в каждом цилиндре устанавливается по две свечи.

Теплотворность горючей смеси может быть повышена: улучшением процесса газификации топлива в газогенераторе за счет измельчения и подогрева топлива и уменьшения тепловых потерь; введением в зону восстановления газогенератора отработавших газов или различных сложных углеводородов (отработанного масла и др.); присадкой к газозоудшной смеси во впускной системе жидкого топлива (керосина, скипидара и др.). Присадки жидкого топлива могут осуществляться как во все время работы двигателя, так и при работе лишь на полной нагрузке (экономайзерная присадка).

Наиболее благоприятные условия для повышения теплотворности горючей смеси имеют место в двигателях, работающих по газожидкостному процессу.

На фиг. 12 приведены данные, показывающие влияние доли запального жидкого топлива на теплотворность горючей смеси при различных значениях суммарного коэффициента избытка воздуха α_2 . Этот график дает возможность определить условия, при которых горючая смесь, состоящая из газового и жидкого топлива с воздухом, обеспечивает ту теплотворность смеси, которая может быть заранее задана.

В качестве примера на фигуре пунктиром указан способ определения необходимой доли запального жидкого топлива для получения горючей смеси желаемой теплотворности при суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_2 = 1,2$.

Доцентом МВТУ С. Е. Лебедевым предложено уравнение для теоретического подсчета величины присадки жидкого запального топлива, выраженной в долях от расхода жидкого топлива, при работе бескомпрессорного двигателя с той же мощностью, только на жидком топливе:

$$X = \frac{\frac{\eta_e^{\text{ж}}}{\eta_e^{\text{г.ж}}} H_u (\alpha_2 \cdot L_0^{\text{г}} + 1) - 22,4 \frac{\eta_v^{\text{г.ж}}}{\eta_v^{\text{ж}}} Q_u L_0^{\text{ж}} \alpha_{\text{ж}}}{H_u (\alpha_2 \cdot L_0^{\text{г}} + 1) - 22,4 Q_u \alpha_2 L_0^{\text{ж}}},$$

где $\eta_e^{\text{г.ж}}$, $\eta_v^{\text{г.ж}}$ и α_2 — эффективный к. п. д., коэффициент наполнения и суммарный коэффициент избытка воздуха (на линии расширения) при газожидкостном процессе;

$\eta_e^{\text{ж}}$, $\eta_v^{\text{ж}}$ и $\alpha_{\text{ж}}$ — те же параметры при работе на жидком топливе.

При переводе двигателя с самовоспламенением на газожидкостный цикл требуется лишь установка дополнительного насоса для подачи в цилиндры жидкого запального топлива.

Постоянство теплотворности топлива, при возможных колебаниях состава газа, сохраняется путем автоматического изменения расхода жидкого запального топлива, в связи с чем обеспечивается и постоянство мощности, развиваемой двигателем.

Повышение коэффициента наполнения двигателя может быть осуществлено: понижением темпера-

туры смеси; уменьшением сопротивления газогенераторной установки; увеличением времени открытия и высоты подъема клапанов; применением наддува газовой воздушной смеси при помощи нагнетателя.

Понижение температуры газовой воздушной смеси достигается путем охлаждения поступающего в смеситель генераторного газа и отделения впускного трубопровода от выпускного для устранения подогрева газовой воздушной смеси.

Насколько велико значение предварительного охлаждения горючей смеси видно из фиг. 13, где приведена графическая зависимость мощности двигателя от температуры генераторного газа перед смесителем. Из графика видно, что повышение температуры газа от 20 до 70° С снижает мощность двигателя на 25%.

Для уменьшения сопротивления, оказываемого газовой воздушной смесью, необходимо, чтобы каналы впускного трубопровода имели достаточные сечения и были выполнены без резких перегибов.

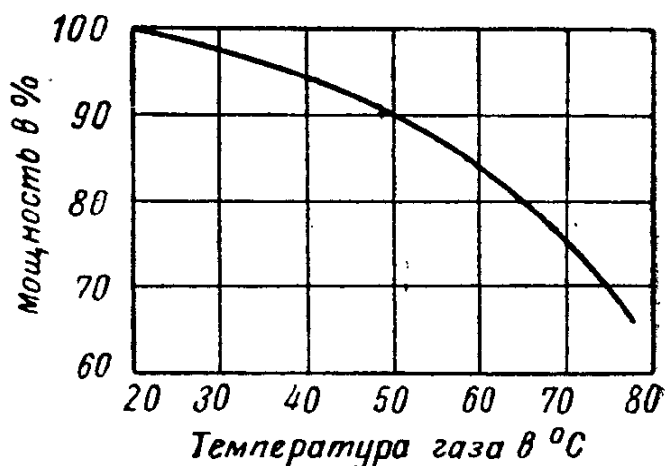
Общее сопротивление газогенераторной установки в основном зависит от сопротивления газогенератора и очистителей. В целях уменьшения сопротивления установки не следует применять в очистителях слишком плотную набивку и чрезмерно уменьшать живое сечение газопровода.

Чтобы увеличить продолжительность поступления газовой воздушной смеси в цилиндры, изменяют положение кулачкового валика (при боковом нижнем положении клапанов) и заменяют клапанные коромысла (при верхнем расположении клапанов). При более сложной переделке двигателя осуществляют перестановку впускного клапана наверх.

При верхнем размещении клапана становится возможным увеличить не только сечение впускного трубопровода, но и проходное сечение самого впускного клапана.

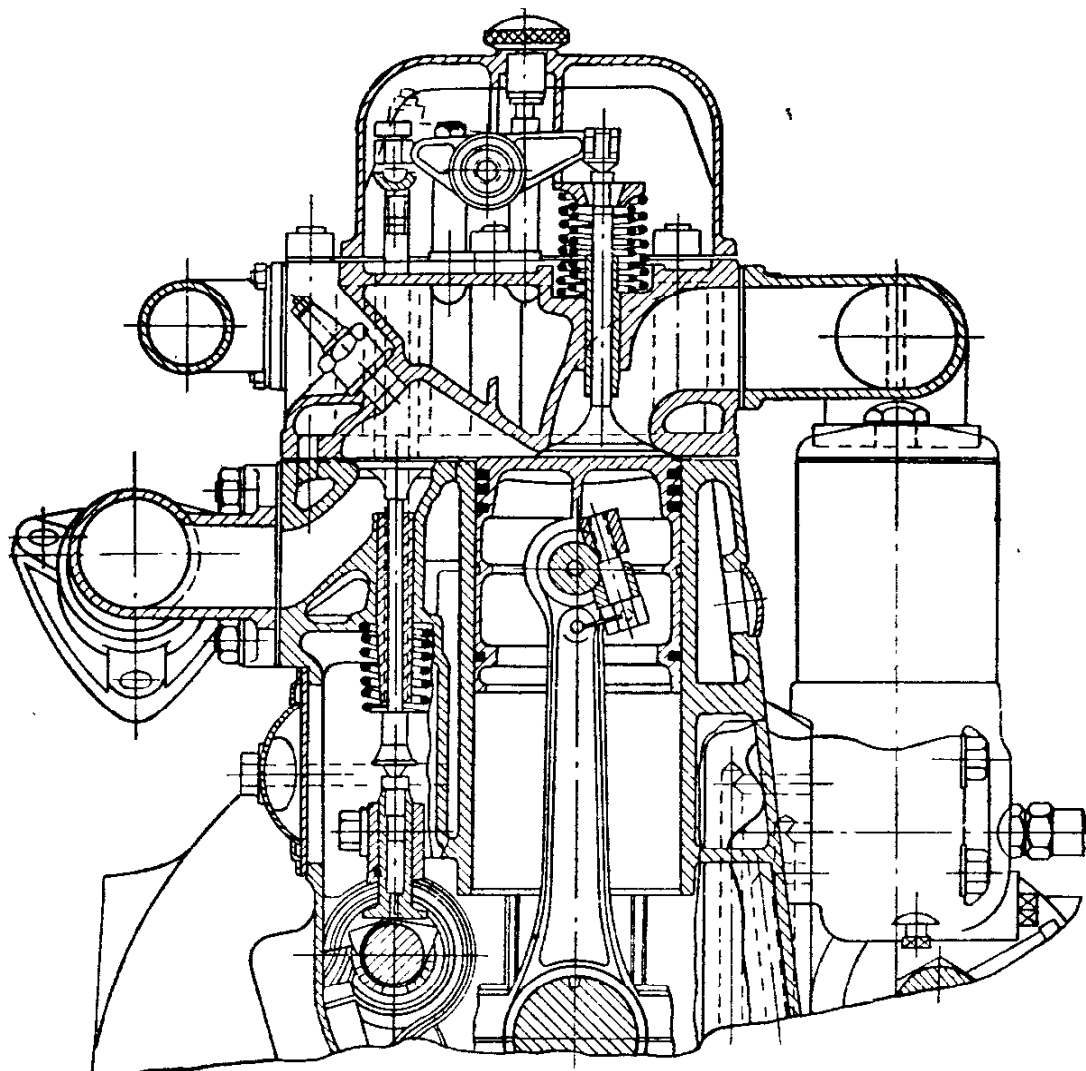
По этому способу в Научно-исследовательском автотракторном институте В. А. Колосовым и М. С. Бурковым была спроектирована и изготовлена головка блока для двигателя ЗИС-ВК.

На фиг. 14 приведен поперечный разрез верхней части двигателя ЗИС-ВК. В результате применения новой головки двигателя и увеличения степени сжатия до 8,5 мощность двигателя ЗИС-ВК на генераторном газе становится равной 68,5 л. с., т. е. лишь на 4,8% меньше мощности двигателя, развиваемой при работе на бензине.



Фиг. 13. Кривая, изображающая влияние температуры генераторного газа перед смесителем на мощность двигателя.

Наиболее действенным средством повышения среднего эффективного давления является наддув двигателя. При этом способе повышения мощности двигателя достигается увеличение удельного веса (плотности) газовой смеси $\gamma_{см}$ посредством специального агрегата — нагнетателя. Наддув двигателя может быть осуществлен как с изменением степени сжатия, так и без изменения ее.

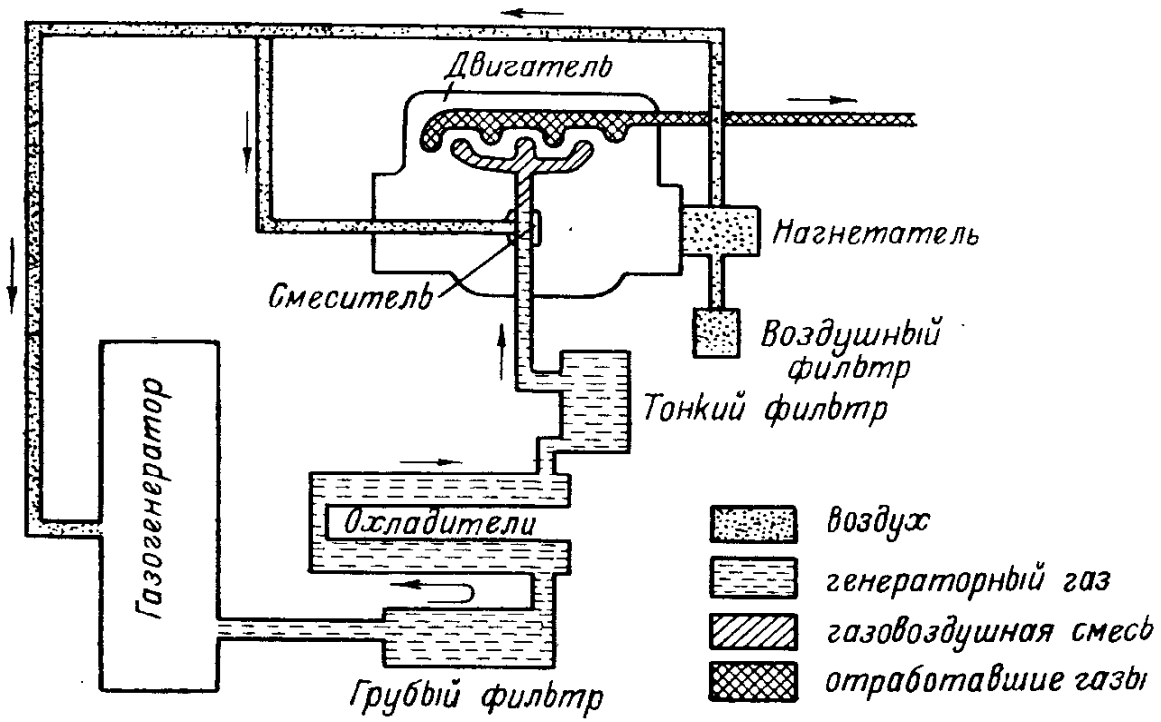


Фиг. 14. Поперечный разрез верхней части двигателя ЗИС-ВК, переоборудованного для работы на генераторном газе путем установки головки блока с верхними впускными клапанами.

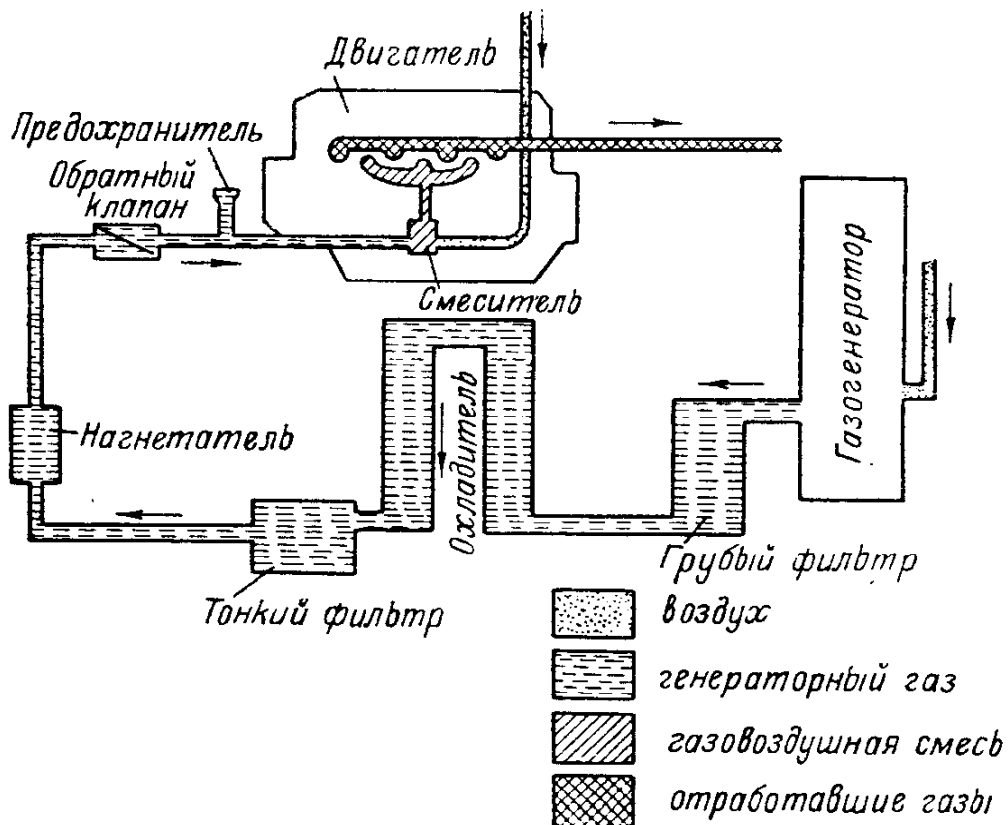
Основное преимущество второго способа заключается в том, что он обеспечивает длительную работу двигателя с наддувом без повышения температур цикла (конца сжатия, сгорания и др.).

При осуществлении наддува в газовом двигателе, работающем на генераторном газе, нагнетатель может быть установлен перед газогенераторной установкой, как показано на схеме фиг. 15, или за газогенераторной установкой, как показано на схеме фиг. 16.

По первой схеме нагнетатель, подавая воздух в газогенератор и смеситель, создает в установке избыточное давление; по второй — нагнетатель засасывает газоздушную смесь из газогенератора и подает ее под избыточным давлением в двигатель. Газогенераторная установка, таким образом, работает под разрежением.



Фиг. 15. Схема наддува двигателя с нагнетателем, расположенным перед газогенераторной установкой.



Фиг. 16. Схема наддува двигателя с нагнетателем, расположенным за газогенераторной установкой.

Достоинством установки двигателя, оборудованной по первой схеме, является то, что нагнетатель, пропуская через себя воздух, не засоряется; скорости газа в проходных сечениях газогенератора не изменяются, вследствие чего потеря напора в газогенераторной установке возрастает незначительно. Недостаток состоит в том, что газогенераторная установка, находясь под избыточным давлением, должна удовлетворять повышенным требованиям в отношении прочности и плотности.

Установки, оборудованные по второй схеме наддува, лишены этого недостатка, но требуют больших проходных сечений для газа. Прохождение газа через нагнетатель грозит быстрым загрязнением и выходом его из эксплуатации.

В практике встречаются установки, оборудованные по обеим схемам.

Нагнетатели применяются объемные, центробежные и осевые, причем объемные нагнетатели используются только в установках, оборудованных по первой схеме.

Привод нагнетателя осуществляется либо механическим путем от вала двигателя, либо от газовой турбины, приводимой в движение отработавшими газами двигателя. Сочетание газовой турбины и нагнетателя в этом случае носит название газотурбокомпрессора.

В настоящее время газотурбокомпрессоры получили значительное распространение. Однако надо иметь в виду, что степень наддува, создаваемая газотурбокомпрессором, определяется энергией отработавших газов, поэтому для двигателей небольшой мощности, из-за низкого к. п. д. турбины, редко удается достичь давления за газогенератором выше $0,35 \text{ атм}$, что обуславливает меньший прирост мощности двигателя при наддуве от газотурбокомпрессора, чем от нагнетателя с механическим приводом.

Насколько эффективен наддув с точки зрения повышения мощности, можно судить по данным табл. 10, где приведены примерные мощности двигателя при наддуве с различными нагнетателями и без наддува. Из таблицы следует, что мощность двигателя можно значительно увеличить путем применения наддува.

Таблица 10

Мощности двигателя при работе без наддува и с наддувом с различными нагнетателями

Наименование параметра	Двигатель без наддува	Двигатель с наддувом		
		нагнетатель объемный	нагнетатель центробежный	нагнетатель центробежный, привод от отработавших газов
		механический привод		
Эффективная мощность в л. с.	75	96	114	132
Прирост мощности в л. с.	—	21	39	57
То же в %	—	28	52	76

Наибольший прирост мощности получается при центробежном нагнетателе с приводом от газовой турбины.

При объемном нагнетателе прирост мощности во всех случаях получается меньшим. Это объясняется тем, что объемный нагнетатель потребляет на себя больше энергии и дает более высокую температуру газа или воздуха на выходе из нагнетателя.

Влияние наддува на экономичность двигателя можно проследить по кривым фиг. 17, где приведены значения удельного расхода тепла и температуры отработавших газов для стационарных газовых двигателей с наддувом и без наддува в зависимости от величины среднего эффективного давления P_e . Из графика видно, что при нормальной работе удельный расход тепла газового двигателя с наддувом во всех случаях ниже, чем у двигателя без наддува.

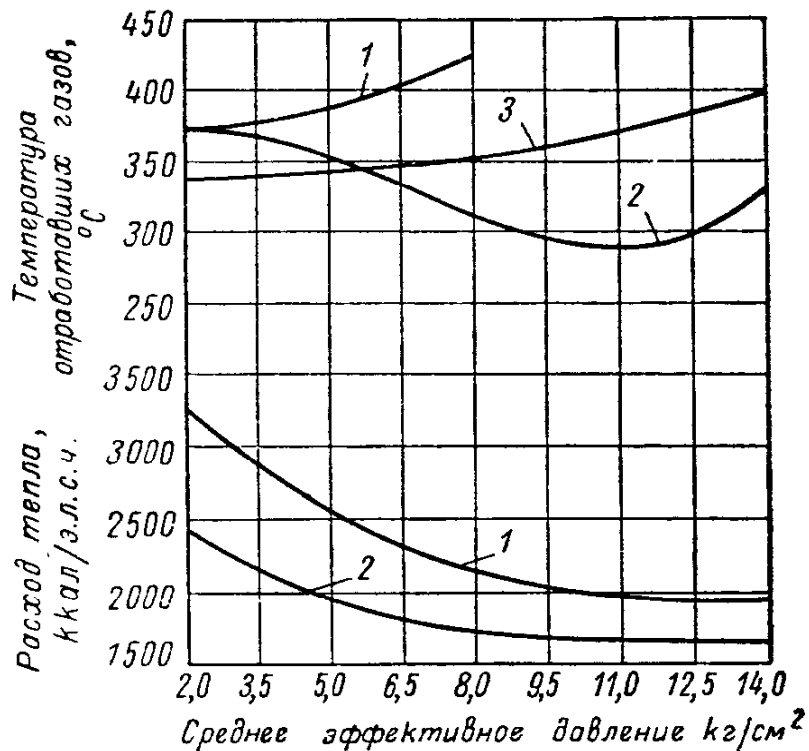
Температура отработавших газов в двигателе с наддувом также во всех случаях ниже, чем у двигателя при работе без наддува. Установка индивидуальных выпускных патрубков при работе двигателя с наддувом, при повышенных значениях среднего эффективного давления, способствует дальнейшему снижению температуры.

Повышение мощности двигателя путем увеличения литража осуществляется расточкой цилиндров либо установкой новых гильз большего диаметра. Этот способ целесообразно осуществлять в сочетании с другими, так как сам по себе он дает увеличение мощности всего лишь на 4—5%.

Рассмотрев пути и способы повышения мощности, обратимся к вопросам экономичности двигателей.

Экономичность рабочего цикла характеризуется индикаторным коэффициентом полезного действия η_i .

Известно, что на индикаторный коэффициент полезного действия η_i влияет целый ряд факторов: степень сжатия, форма камеры сгорания, размеры цилиндра, род применяемого топлива, состав горючей смеси и др.



Фиг. 17. Кривые изменения удельного расхода тепла и температуры отработавших газов в зависимости от среднего эффективного давления для различных типов газовых двигателей:

1 — двигатель без наддува с искровым зажиганием; 2 — двигатель с наддувом и отдельными выпускными патрубками; 3 — двигатель с наддувом и общим выпускным трубопроводом.

Повышение индикаторного к. п. д. может быть достигнуто путем повышения степени сжатия (о чем уже сказано выше), при переделках двигателя приближением камеры сгорания к сферическому типу, увеличением диаметра цилиндра.

При работе на данной топливе повышение η_i достигается тщательной регулировкой состава смеси на наиболее целесообразный состав, с точки зрения экономичной работы двигателя.

Чем выше η_i , тем ниже индикаторные удельные расходы топлива, что можно видеть из известной связи индикаторного к. п. д. с удельным расходом топлива

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_u},$$

где V_i — индикаторный удельный расход газа, $\text{нм}^3/\text{ч. л. с. ч}$;

Q_u — низшая теплотворность газа, $\text{ккал}/\text{нм}^3$.

Газовые двигатели с электрическим зажиганием смеси имеют индикаторный к. п. д. 0,26—0,30.

Индикаторный к. п. д. для двигателей, работающих по газожидкостному процессу, в связи с более высокой степенью сжатия, составляет 0,36—0,45.

Произведение индикаторного к. п. д. на механический к. п. д. представляет эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m,$$

т. е. является величиной, характеризующей экономичность двигателя в целом.

Отсюда видно, что для повышения η_e необходимо одновременно повышать η_i и η_m .

В качестве параметра, характеризующего степень совершенства действительного цикла с точки зрения приближения к идеальному, принимается относительный к. п. д. η_0 .

Этот коэффициент равен отношению индикаторного к. п. д. η_i к термическому к. п. д. η_t

$$\eta_0 = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Подставив выражение η_0 в уравнение η_e , получим:

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_0 \cdot \eta_m.$$

Из уравнения видно, что экономичности газового двигателя можно достичь тремя путями:

1) увеличением η_t , что может быть достигнуто путем увеличения степени сжатия ε и показателя адиабаты k (переход к бедным смесям);

2) повышением η_0 , что может быть достигнуто за счет совершенствования процесса сгорания и снижения потерь тепла при охлаждениях;

3) повышением η_m , что осуществимо путем улучшения конструкции двигателя, и в случае работы на генераторном газе так же путем максимальной его очистки от механических примесей и смолистых соединений.

К параметрам, позволяющим судить о работе газового двигателя в отношении экономичного расхода топлива и использования его тепла, кроме эффективного к. п. д. относится удельный расход газа, а в случае газожидкостного процесса и удельный расход жидкого запального топлива.

Удельный расход генераторного газа в четырехтактных газовых двигателях составляет 2—2,3 м³/э. л. с. ч. при среднем расходе твердого топлива: древесины 1—1,2 кг/э. л. с. ч., торфа 1,10—1,25 кг/э. л. с. ч.

Удельный расход газа в четырехтактных газожидкостных двигателях составляет 1,1—1,5 м³/э. л. с. ч. при расходе жидкого запального топлива 0,015—0,030 кг/э. л. с. ч.

Режим работы двигателя, при котором получается наименьший удельный расход топлива, таким образом соответствует наибольшему значению эффективного к. п. д.

Величина эффективного к. п. д. для газовых двигателей с электрическим зажиганием составляет 0,21 :— 0,26, а для газожидкостных 0,29 :— 0,36.

8. Схема расчета рабочего цикла четырехтактного газового двигателя

Топливо и его состав при расчете рабочего цикла газового двигателя обычно принимается на основании данных испытаний двигателя [8, 9, 10].

При этом подсчитывается по объемному составу низшая теплотворность Q_u нм³ топлива (газа) при 0° С и 760 мм рт. ст. по формуле:

$$Q_u = 3018CO + 2566H_2 + 8529CH_4 + 14205C_nH_m \text{ ккал/нм}^3,$$

где CO, H₂, CH₄, C_nH_m — компоненты, входящие в состав принимаемого в расчете газа, в долях ед.

Исходные параметры для расчета газового двигателя:

Степень сжатия	ϵ
Коэффициент избытка воздуха	α
Давление начала сжатия	P_a кг/см ²
Давление остаточных газов	P_r кг/см ²
Давление окружающей среды	P_0 кг/см ²
Температура окружающей среды	T_0° абс
Подогрев смеси	ΔT° С
Показатель политропы сжатия	n_1
Показатель политропы расширения	n_2
Коэффициент выделения тепла	ξ_2

Параметры очистки и зарядки цилиндра: теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left[0,5(CO + H_2) + \sum \left(n + \frac{m}{4} \right) C_nH_m - O_2 \right] \text{ нм}^3, \text{ нм}^3;$$

температура горючей смеси

$$T_{\text{см}} = \frac{\alpha L_0 T_0 + T_r}{1 + \alpha L_0} \text{ абс.},$$

где T_r — температура поступающего газа в ° абс.;
коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r};$$

коэффициент наполнения

$$\eta_0 = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_{\text{см}}} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r};$$

температура начала сжатия

$$T_a = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \text{ абс.}$$

Параметры рабочего тела: количество свежего заряда

$$M_1 = 1 + \alpha L_0 \text{ нм}^3;$$

общее количество продуктов сгорания для топлива принятого состава

$$M_{\text{CO}_2} = \text{CO} + \sum n C_n H_m + \text{CO}_2 \text{ нм}^3;$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \sum \frac{m}{2} C_n H_m \text{ нм}^3;$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 \text{ нм}^3;$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \alpha L_0 + \text{N}_2 \text{ нм}^3;$$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ = 1 + \alpha L_0 - \left[0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + \sum \left(1 - \frac{m}{4} \right) C_n H_m \right] \text{ нм}^3;$$

изменение объема при сгорании

$$\Delta M = M_2 - M_1 = - \left[0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + \sum \left(1 - \frac{m}{4} \right) C_n H_m \right] \text{ нм}^3;$$

теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1};$$

действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r};$$

низшая теплотворность газовой смеси

$$Q_{\text{см}} = \frac{Q_u}{1 + \alpha L_0} \text{ ккал/нм}^3.$$

Процесс сжатия: давление конца сжатия

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1} \text{ кг/см}^2;$$

температура конца сжатия

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} \text{ абс.};$$

Теплоемкость рабочих газов: средняя молекулярная теплоемкость свежего заряда

$$C'_v = \sum r_k \cdot C_{vk} \text{ ккал/кг моль град,}$$

где C_{vk} — теплоемкость компонента свежего заряда при данной температуре;

r_k — объемная доля этого компонента в заряде.

Значения теплоемкости компонентов газа см. в табл. 11.

Таблица 11

Средняя мольная теплоемкость газов при постоянном объеме по стробоскопическим данным C_v $\frac{\text{ккал}}{\text{кг моль град}}$

$t^\circ \text{C}$	H_2	O_2	N_2	CO	H_2O	CO_2	CH_4	C_2H_2	C_2H_4	Воздух
0	4,87	4,999	4,936	4,970	6,016	6,543	6,25	8,03	8,14	4,968
100	4,93	5,064	4,955	4,983	6,074	7,187	6,67	9,28	9,01	4,977
200	4,96	5,166	4,977	5,014	6,164	7,632	7,41	10,47	9,68	5,014
300	4,98	5,275	5,013	5,065	6,273	8,031	8,11	11,56	10,26	5,067
400	4,99	5,391	5,065	5,130	6,396	8,387	8,78	12,58	10,71	5,131
500	5,00	5,498	5,127	5,205	6,525	8,703	9,42	13,50	11,11	5,204
600	5,02	5,602	5,194	5,283	6,660	8,986	10,04	14,34	11,48	5,278
700	5,04	5,694	5,265	5,351	6,802	9,239	10,63	15,09	11,81	5,354
800	5,07	5,780	5,336	5,428	6,946	9,467	11,18	15,91	12,13	5,427
900	5,10	5,867	5,404	5,502	7,093	9,680	11,69	16,47	12,41	5,503
1000	5,13	5,926	5,469	5,570	7,239	9,866	12,18	17,09	16,68	5,563
1100	5,16	5,990	5,532	5,626	7,384	10,035	—	—	—	5,627
1200	5,21	6,050	5,592	5,685	7,527	10,191	—	—	—	5,686
1300	5,25	6,103	5,650	5,761	7,666	10,333	—	—	—	5,744
1400	5,29	6,154	5,703	5,815	7,802	10,461	—	—	—	5,797
1500	5,33	6,203	5,754	5,865	7,933	10,581	—	—	—	5,847
1600	5,37	6,249	5,801	5,911	8,060	10,691	—	—	—	5,893
1700	5,41	6,294	5,844	5,954	8,184	10,794	—	—	—	5,937
1800	5,46	6,335	5,885	5,995	8,302	10,891	—	—	—	5,987
1900	5,50	6,375	5,924	6,033	8,414	10,978	—	—	—	6,017
2000	5,54	6,414	5,960	6,069	8,523	11,061	—	—	—	6,053
2100	5,58	6,452	5,994	6,102	8,628	11,139	—	—	—	6,088
2200	5,63	6,490	6,026	6,134	8,728	11,213	—	—	—	6,121
2300	5,67	6,523	6,057	6,164	8,824	11,282	—	—	—	6,153
2400	5,71	6,556	6,086	6,193	8,917	11,344	—	—	—	6,183
2500	5,75	6,590	6,113	6,219	9,006	11,406	—	—	—	6,212

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания

$$C_v'' = \sum r_k C_{vk} \text{ ккал/кг моль град,}$$

где C_{vk} — теплоемкость компонента продуктов сгорания при данной температуре;

r_k — объемная доля этого компонента в продуктах сгорания.

Процесс сгорания: уравнение сгорания

$$\frac{\xi_z 22,4 Q_u}{(1 + \gamma_r) M_1} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \mu U_z'',$$

где

$$U_c = C_v' t_c;$$

$$U_c'' = C_v'' t_c;$$

$$U_z'' = C_v'' t_z;$$

ξ_z — коэффициент выделения тепла (см. табл. 12)

Таблица 12

Значения коэффициента выделения тепла ξ_z
(нормальная нагрузка и нормальное число оборотов)

Тип двигателей	ξ_z
Стационарные дизели	0,8—0,88
Судовые и тепловозные дизели	0,78—0,85
Газовые и стационарные двигатели	0,8—0,88
Калоризаторные двигатели	0,75—0,85
Быстроходные газовые двигатели	0,82—0,9
Карбюраторные двигатели	0,85—0,95
Автотракторные дизели	0,65—0,8
Авиационные дизели	0,75—0,82

Температура сгорания t_z определяется методом подбора.

Значение t_z , при котором уравнение сгорания превращается в тождество, и является искомой температурой сгорания.

Давление сгорания:

$$P_z = \mu P_c \frac{T_z}{T_c} \text{ кг/см}^2.$$

Процесс расширения: давление конца расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}} \text{ кг/см}^2;$$

температура конца расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \text{ }^\circ \text{ абс.};$$

проверка правильности оценки температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \text{ } ^\circ \text{ абс.}$$

При расхождении величины T_r , вычисленной по формуле и предварительно оцененной, более чем на 10—15% тепловой расчет следует провести заново, задаваясь новым значением T_r .

П а р а м е т р ы, х а р а к т е р и з у ю щ и е р а б о ч и й ц и к л: теоретическое среднее индикаторное давление

$$P_{i\text{теор}} = P_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \frac{\text{кг}}{\text{см}^2},$$

где $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ — степень повышения давления;

действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = \varphi P_{i\text{теор}} \text{ кг/см}^2,$$

где φ — коэффициент полноты диаграммы, находящийся в пределах 0,94 — 0,97. Меньшие значения выбираются для более бы-
строходных двигателей;

индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = 0,0886 \frac{M_1 P_i T_{\text{см}}}{Q_u \eta_v P_{\text{см}}};$$

индикаторный удельный расход газообразного топлива

$$V_i = 7133 \frac{P_{\text{см}} \eta_v}{M_1 P_i T_{\text{см}}} \text{ м}^3/\text{и. л. с. ч. при } 0^\circ \text{С и } 760 \text{ мм рт. ст.};$$

расход тепла на индикаторную лошадиную силу в час

$$q_i = V_i \cdot Q_u = \frac{632}{\eta_i} \text{ ккал/и. л. с. ч.}$$

П а р а м е т р ы, х а р а к т е р и з у ю щ и е р а б о т у д в и г а т е л я в ц е л о м: среднее эффективное давление

$$P_e = P_i \eta_m \text{ кг/см}^2,$$

где η_m — механический к. п. д. двигателя, принимаемый в пре-
делах

$$0,78 - 0,85;$$

эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

эффективный удельный расход газообразного топлива

$$V_e = 7133 \frac{P_{\text{см}} \eta_v}{M_1 P_e T_{\text{см}}} \text{ м}^3/\text{э. л. с. ч. при } 0^\circ \text{С и } 760 \text{ мм рт. ст.};$$

расход тепла на одну эффективную лошадиную силу в час

$$q_e = V_e \cdot Q_u = \frac{632}{\eta_e} \text{ ккал/э. л. с. ч.};$$

эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{P_e V_h \cdot n}{900} \text{ л. с.},$$

где V_h — литраж двигателя в л;

n — число оборотов;

экономический к. п. д. всей газогенераторной установки (газогенератор и двигатель)

$$\eta_{\text{эк}} = \frac{632 \cdot \eta_r}{q_e},$$

где η_r — коэффициент полезного действия газогенератора, принимаемый для стационарных установок 0,85 и установок на газоходах 0,80.

В случае, если тепловой расчет осуществляется для конкретного двигателя, переводимого с жидкого топлива на газообразное, то на вычислении эффективной мощности и экономического к. п. д. всей установки расчет процесса заканчивается, поскольку размеры рабочего цилиндра и число оборотов уже заданы.

В случае теплового расчета вновь проектируемого газового двигателя производится определение основных размеров его рабочего цилиндра и числа оборотов.

Основные размеры рабочего цилиндра (D и S) и число оборотов двигателя: вычисляется эффективная мощность одного цилиндра двигателя

$$N'_e = \frac{P_e \cdot V'_h \cdot n}{900} \text{ л. с.},$$

где V'_h — литраж одного цилиндра.

В случае, если число оборотов двигателя не задано, то порядок расчета основных размеров рабочего цилиндра следующий:

а) диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{95,5 \cdot \tau \cdot N'_e}{P_e \cdot C_m}} \text{ см},$$

где τ — число тактов двигателя;

N'_e — эффективная мощность одного цилиндра двигателя в л. с.;

P_e — среднее эффективное давление в кг/см²;

C_m — средняя скорость поршня для газовых двигателей принимается 3,5—6,0 м/сек;

б) ход поршня

$$S = \psi \cdot D \text{ м},$$

где ψ — отношение хода поршня к диаметру цилиндра принимается для газовых двигателей 0,9 ÷ 1,45;

в) число оборотов двигателя в минуту

$$n = 30 \frac{C_m}{S}.$$

Найденные значения D , S и n несколько округляют.

Если при проектировании и расчете двигателя число оборотов задается, то расчет основных размеров рабочего цилиндра производится следующим образом:

диаметр цилиндра

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{0,287 \cdot \tau \cdot N_e'}{P_e \cdot \psi \cdot n}} \text{ см.}$$

Ход поршня определяется по формуле

$$S = \psi D \text{ м.}$$

Проверяется величина средней скорости поршня

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}.$$

В случае значительного расхождения полученного значения C_m с принятым в расчете, величину ψ следует изменить.

9. Схема расчета рабочего цикла четырехтактного газожидкостного двигателя

Состав газового топлива и его теплотворность принимаются по данным таблиц или по результатам газового анализа [11, 12]. В случае же отсутствия данных о теплотворности газа, она подсчитывается по формуле:

$$Q_u = 3018 \cdot CO + 2566 \cdot H_2 + 8529 \cdot CH_4 + 14\,205 \cdot C_n H_m \text{ ккал/лм}^3.$$

Теплотворность жидкого топлива в случае отсутствия данных о ней может быть подсчитана по следующей формуле (С; Н; О в %):

$$H_u = 81 \cdot C + 246 \cdot H - 26 \cdot O \text{ ккал/кг.}$$

Состав жидкого нефтяного топлива может быть принят, с достаточной для расчета точностью, следующим:

$$C = 0,86; \quad H = 0,13; \quad O = 0,01,$$

что соответствует теплотворности 10 140 ккал/кг.

Исходные параметры те же, что и для расчета газового двигателя.

П а р а м е т р ы о ч и с т к и и з а р я д к и ц и л и н д р а. Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 моля газового топлива L_0^r

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} \left[\frac{CO}{2} + \frac{H_2}{2} + \left(n + \frac{m}{4} \right) C_n H_m + 2CH_4 - O_2 \right] \frac{\text{м}^3 \text{возд}}{\text{м}^3 \text{газа}} \text{ или } \frac{\text{моль возд.}}{\text{моль газа}}$$

коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_{см} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r},$$

где

$$T_{см} = \frac{T_r + \alpha_1 \cdot L_0^r \cdot T_0}{1 + \alpha_1 L_0^r}.$$

В случае, если $T_r = T_0$, то $T_{см} = T_0$.

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_{см} (\varepsilon \cdot P_a - P_r)}{(T_{см} + \Delta T) (\varepsilon - 1) P_{см}};$$

температура начала сжатия

$$T_a = \frac{T_{см} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \text{ } ^\circ \text{ абс.}$$

Параметры рабочего тела: теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива

$$L_0^ж = \frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right] \frac{\text{моль возд}}{\text{кг топлива}}.$$

Доля тепла, вводимая жидким топливом от всего тепла, фактически участвующего в процессе

$$q = \frac{G_{ч} H_u}{V_{ч} \cdot Q_u + G_{ч} \cdot H_u},$$

где $G_{ч}$ — часовой расход жидкого топлива, потребляемого двигателем, кг/ч. Задается на основании опытных данных;

$V_{ч}$ — часовой расход газа, приведенный к 0°C и 760 мм рт. ст., $\text{нм}^3/\text{ч}$. Принимается на основании опытных данных.

Вес жидкого топлива g в кг на 1 моль сжигаемого в двигателе газа

$$g = \frac{22,4 \cdot G_{ч}}{V_{ч}} = 22,4 \cdot \frac{Q_u}{H_u} \cdot \frac{q}{1 - q}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха $L_0^{r, ж}$ для сгорания газа с присадкой жидкого запального топлива

$$L_0^{r, ж} = L_0^r + g L_0^ж \text{ кгмоль};$$

количество свежего заряда

$$M_1 = 1 + \alpha_1 L_0^r \text{ кгмоль};$$

общее количество продуктов полного сгорания 1 моля газа с присадкой g кг жидкого топлива

$$M_{\text{CO}_2} = g \cdot \frac{C}{12} + (\text{CO} + n C_n H_m + \text{CH}_4 + \text{CO}_2) \text{ кгмоль};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \text{H}_2 + \frac{m}{2} \text{C}_n\text{H}_m + 2\text{CH}_4 + g \frac{\text{H}}{2} \text{ кгмоль};$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21 [(\alpha_1 - 1) \cdot L_0^r - gL_0^{\text{ж}}] \text{ кгмоль};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79\alpha_1 L_0^r + N_2 \text{ кгмоль};$$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 1 + \alpha_1 L_0^r + g \left(\frac{\text{H}}{4} + \frac{\text{O}}{32} \right) - \\ - \left[\frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4} \right) \text{C}_n\text{H}_m \right] \text{ кгмоль};$$

изменение объема при сгорании 1 моля газа с присадкой жидкого запального топлива

$$\Delta M = M_2 - M_1 = g \left(\frac{\text{H}}{4} + \frac{\text{O}}{32} \right) - \\ - \left[\frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4} \right) \text{C}_n\text{H}_m \right] \text{ кг моль};$$

теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{g \left(\frac{\text{H}}{4} + \frac{\text{O}}{32} \right) - \left[\frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \left(1 - \frac{m}{4} \right) \text{C}_n\text{H}_m \right]}{1 + \alpha_1 L_0^r}.$$

Для жидкого топлива и для газов с высоким содержанием тяжелых углеводородов в горючей части теоретический коэффициент молекулярного изменения (μ_0) больше единицы, для большинства же газов с преобладанием CO, H_2 и C_2H_4 в горючей части величина μ_0 меньше единицы.

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r};$$

низшая теплотворность горючей смеси 1 моля газа с присадкой g кг жидкого топлива

$$H_{\text{н.г. ж}} = \frac{22,4 \cdot Q_u + gH_u}{1 + \alpha_1 \cdot L_0^r} \text{ ккал};$$

коэффициент избытка воздуха в процессе сгорания и на линии расширения

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1 \cdot L_0^r}{L_0^{\text{г. ж}}} = \frac{\alpha_1}{1 + g \frac{L_0^{\text{ж}}}{L_0^r}}.$$

Процесс сжатия: давление конца сжатия

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}.$$

температура конца сжатия

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n-1}.$$

В газожидкостном двигателе температура сжатия должна превышать температуру самовоспламенения рабочей смеси на 150—300°. В целях обеспечения своевременного сгорания температура сжатия должна увеличиваться с повышением числа оборотов двигателя.

Обычно допускаемые температуры сжатия для газожидкостных двигателей находятся в пределах 450 ÷ 650° С, в то время как для газовых двигателей низкого сжатия эти температуры составляют 350 ÷ 500° С.

Теплоемкость рабочих газов. Для расчета теплоемкости рабочих газов необходимо знать состав отдельных компонентов свежего заряда смеси и продуктов сгорания. В газожидкостном двигателе состав свежего заряда в процессе сжатия зависит от состава горючего газа, от общего количества воздуха и от наличия остаточных газов, относительное количество которых характеризуется коэффициентом остаточных газов. Для решения нижеследующих уравнений значения средних теплоемкостей воздуха и газа берутся из таблицы 11. Имея в виду небольшое содержание многоатомных газов в газовой смеси, можно пользоваться значениями средних молекулярных теплоемкостей газа. Средняя молекулярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме в интервале температур 0— t° С:

$$C'_v = \sum r_k \cdot C_{vk} \text{ ккал/кг моль град,}$$

здесь C_{vk} — средняя молекулярная теплоемкость компонента;
 r_k — объемная доля отдельного газового компонента в свежем заряде.

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме:

$$C''_v = \sum r_k \cdot C_{vk} \text{ ккал/кг моль град,}$$

где C_{vk} — средняя молекулярная теплоемкость компонента продуктов сгорания.

Температура конца сгорания T_z : уравнение сгорания (по смешанному циклу)

$$\frac{\xi_z (22,4 \cdot Q_u + gH_u)}{\mu (1 + \gamma_r) (1 + \alpha_1 \cdot L_0^r)} + \frac{C'_v t_c}{\mu} + \frac{1,985 \lambda t_c + 1,985 \cdot 273 (\lambda - \mu)}{\mu} = C''_p t_z,$$

где C''_p — средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении и температуре от 0 до t_z °С;

C'_v — средняя молекулярная теплоемкость свежей смеси при постоянном объеме и температуре от 0 до t_c °С;

ξ_z — коэффициент выделения тепла (табл. 12).

В условиях сгорания при постоянном объеме величина t_z определяется из уравнения:

$$\frac{\xi_z (22,4 \cdot Q_u + gH_u)}{\mu (1 + \gamma_r) (1 + \alpha_1 \cdot L_0^r)} + \frac{C'_v \cdot t_c}{\mu} = C''_v t_z.$$

Температура T_z для газожидкостных двигателей лежит в пределах $1800 \div 2000^\circ$ абс.

Давление сгорания

$$P_z = \lambda \cdot P_c \text{ кг/см}^2,$$

где λ — степень повышения давления. Принимается на основании опытных данных.

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}.$$

Как видно из приведенного выражения, величина ρ связана с величиной λ и для газожидкостного двигателя находится в пределах $1,4 \div 1,5$.

Процесс расширения: степень последующего расширения для смешанного цикла

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho};$$

температура конца расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \text{ }^\circ \text{ абс.};$$

давление конца расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \text{ кг/см}^2.$$

Проверка правильности оценки температуры остаточных газов

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{P_b}{P_r}}} \text{ }^\circ \text{ абс.}$$

В случае расхождения полученной температуры с принятой ранее более чем на 10—15% величиной T_r следует задаться вновь и повторить расчет.

П а р а м е т р ы, х а р а к т е р и з у ю щ и е р а б о ч и й ц и к л: теоретическое среднее индикаторное давление

$$P_{i_{\text{теор}}} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ кг/см}^2;$$

действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = \varphi \cdot P_{i_{\text{теор}}} \text{ кг/см}^2;$$

индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = 1,985 \frac{(1 + \alpha_1 L_0^r) T_{\text{см}} P_i}{\eta_{\text{в}} \cdot P_{\text{см}} (22,4 \cdot Q_u + g H_u)};$$

индикаторный удельный расход газа

$$V_i = \frac{632 (1 - q)}{\eta_i \cdot Q_u} \text{ нм}^3/\text{и. л. с. ч.};$$

индикаторный удельный расход жидкого топлива

$$g_i = \frac{632q}{\eta_i \cdot H_u} \text{ кг/и. л. с. ч.}$$

Параметры, характеризующие работу двигателя в целом: среднее эффективное давление

$$P_e = P_i \eta_m \text{ кг/см}^2,$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия; эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

эффективный удельный расход газа

$$V_e = \frac{632 (1 - q)}{\eta_e \cdot Q_u} = \frac{V_i}{\eta_m} \text{ нм}^3/\text{э. л. с. ч.};$$

эффективный удельный расход жидкого топлива

$$g_e = \frac{632 \cdot q}{\eta_e \cdot H_u} = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ кг/э. л. с. ч.};$$

эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n}{900} \text{ л. с.},$$

где V_h — рабочий объем цилиндров двигателя в л;
 n — число оборотов коленчатого вала в мин.;
объем одного цилиндра двигателя

$$V'_h = \frac{900 \cdot N_e}{P_e \cdot n \cdot i} \text{ л},$$

где i — число цилиндров;
диаметр цилиндра двигателя

$$D = 10 \sqrt[3]{\frac{V'_h}{0,785 \cdot \phi}} \text{ см},$$

где

$$\psi = \frac{S}{D}.$$

Отношение $\frac{S}{D}$ выбирается конструктивно.

Максимальное расчетное давление сгорания P'_z (для динамического расчета двигателя и расчета на прочность). При динамическом расчете двигателя и расчете на прочность важно иметь в виду то обстоятельство, что давление сгорания P' оказывается меньше максимального давления сгорания P_z , полученного на основании теплового расчета.

В связи с этим, действительное максимальное давление сгорания подсчитывается исходя из следующего выражения

$$P'_z = KP_z,$$

здесь K — коэффициент снижения давления за счет скругления действительной индикаторной диаграммы, принимаемой для газожидкостного двигателя в пределах $0,85 \div 0,90$.

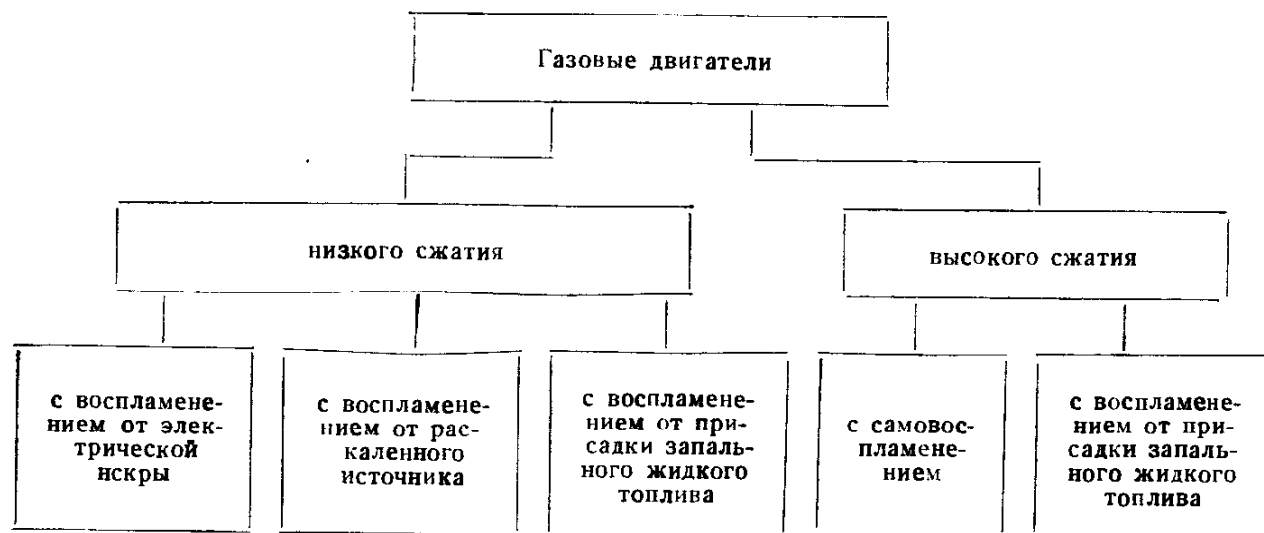
ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Газовым двигателем, согласно ГОСТ 2674—44, называется двигатель с внешним или внутренним смесеобразованием, работающий на газообразном топливе.

В двигателе с внешним смесеобразованием горючая смесь образуется вне рабочего цилиндра, в особом приборе, называемом смесителем. В двигателе с внутренним смесеобразованием горючая смесь образуется внутри рабочего цилиндра.

По способу осуществления цикла все газовые двигатели можно разбить на два основных класса — четырехтактные и двухтактные двигатели. Наиболее характерным признаком современного газового двигателя следует считать способ воспламенения рабочей смеси. На схеме дана классификация газовых двигателей по способу воспламенения рабочей смеси.



Расширение области применения газовых двигателей и их внедрение в различные отрасли народного хозяйства требует большого диапазона мощности этих двигателей.

Агрегатная мощность газовых двигателей N_e находится в пределах: у четырехтактных двигателей $4 \div 3600$ л. с., при цилиндровой мощности $\frac{N_e}{i}$ от 2 до 400 л. с.; у двухтактных $2 \div 4000$ л. с., при цилиндровой мощности от 2 до 600 л. с.

Число оборотов коленчатого вала двигателей в минуту составляет:

Тихоходных	250—750
Быстроходных	1000—1500
Быстроходных для газоходов и электростанций	1500—2400
Маломощных	1500—2500

Число цилиндров газовых двигателей различно. Маломощные быстроходные двигатели имеют 1—4 цилиндра, быстроходные (автотракторные и стационарные), а также двигатели с агрегатной мощностью 1500—4000 л. с., как правило, 6—8 цилиндров, причем четырехтактные двигатели средних и больших мощностей имеют четное число цилиндров, двухтактные выполняются и с нечетным числом (3; 5):

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра $\frac{S}{D}$ составляет:

Четырехтактных тихоходных	1,25—1,45
Четырехтактных быстроходных	0,9—1,40
Двухтактных тихоходных	1,15—1,35
Средняя скорость поршня:	
тихоходных	до 6,5 м/сек
быстроходных	свыше 6,5 м/сек

Литровая мощность газовых двигателей (э. л. с./л) имеет следующие значения

	Тихоходных	Быстроходных	Малолитражных
Четырехтактных без наддува	до 3	до 18	до 7
Четырехтактных с наддувом	до 3,5	—	
Двухтактных	до 3	до 22	до 8
Литрооборотная мощность э. л. с./л. об:			
		тихоходных	быстроходных
Четырехтактных без наддува		0,0042	0,0055
Четырехтактных с наддувом		0,0063	—
Двухтактных		0,018	до 0,021

Параметром, определяющим экономичность газового двигателя, является удельный расход тепла. Этот расход у четырехтактных тихоходных двигателей не превышает 2400 ккал/э. л. с. ч., у четырехтактных быстроходных — 2700 ккал/э. л. с. ч.

При работе двигателей с присадкой жидкого запального топлива, вследствие высокой степени сжатия, удельный расход тепла ниже, чем у двигателей, работающих на газе, но с электрическим зажиганием, не менее чем на 10%.

Количество жидкого запального топлива при работе двигателя на генераторном газе не превышает 15—18% и при работе на природном газе — 10% от расхода топлива при работе двигателя на жидком топливе.

Удельный вес газовых двигателей составляет:

	При работе на генераторном газе	При работе на природном газе
Тихоходных стационарных	не выше 70 кг/л. с.	не выше 60 кг/л. с.
Быстроходных	„ 20 „	„ 17 „
Быстроходных для газопроводов (автотракторного типа)	„ 9 „	—
Малолитражных четырехтактных	„ 30 „	„
Малолитражных двухтактных	„ 20 „	„

Перейдем теперь к рассмотрению конструкций отдельных двигателей.

10. Четырехтактные газовые двигатели с искровым зажиганием

Д в и г а т е л ь 6ГСЧ-9,5/11

Тип двигателя — четырехтактный, простого действия

Эффективная мощность при 1650 об/мин. в л. с.	45
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра в мм	95
Ход поршня в мм	110
Степень сжатия	6,6
Вес двигателя в кг	440

Остов двигателя чугунный. Вкладыши рамовых подшипников изготовлены из свинцовистой бронзы и покрыты белым металлом.

Рабочие цилиндры и верхняя часть картера отлиты в одном блоке. Втулки рабочих цилиндров — чугунные, вставные. Цилиндры имеют общую съемную головку. Коленчатый вал — цельнокованный, стальной. Шатун — штампованный, облегченного сечения. Вкладыш нижней головки шатуна — стальной, покрытый свинцовистой бронзой. Поршень отлит из алюминиевого сплава и снабжен компрессионными и маслосборными кольцами. Поршневой палец — плавающего типа. Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала цилиндрическими шестернями. Газ и воздух к смесителю подаются по отдельным патрубкам. Система зажигания — магнето высокого напряжения, приводимое в движение от коленчатого вала двигателя через промежуточную шестерню.

Свечи диаметром 14 мм устанавливаются наклонно, сбоку головки цилиндра. Система смазки — комбинированная. Масло охлаждается забортной водой, пропускаемой через масляный радиатор. Охлаждение двигателя — водяное, принудительное.

Забортная вода шестеренчатым насосом, приводимым в действие от валика динамомашины, подается в масляный радиатор. Отсюда охлаждающая двигатель вода последовательно проходит впускной трубопровод, блок цилиндров и далее, через выпускную трубу, отводится за борт.

Пуск двигателя производится с помощью электростартера мощностью 1,8 л. с., питаемого от аккумуляторных батарей.

Для освещения и зарядки аккумуляторов на двигатель установлена динамомашинка мощностью 130 *вт* при напряжении в 12 *в*. Двигатель в судовом исполнении снабжается реверсивной муфтой типа РМ-11-ЛИС-5.

Двигатели ряда ГЧ-10,5/13

Газовые двигатели ряда ГЧ-10,5/13 конструкции ЦНИДИ, производства завода имени Микояна созданы на базе серийных двигателей с самовоспламенением. Образцы двигателей ГЧ-10,5/13 были изготовлены двух-, четырех- и шестицилиндровыми мощностью на газе соответственно 15, 30 и 45 *л. с.* при 1500 об/мин.

Характеристика двигателей 2ГЧ-10,5/13 и 4ГЧ-10,5/13 следующая:

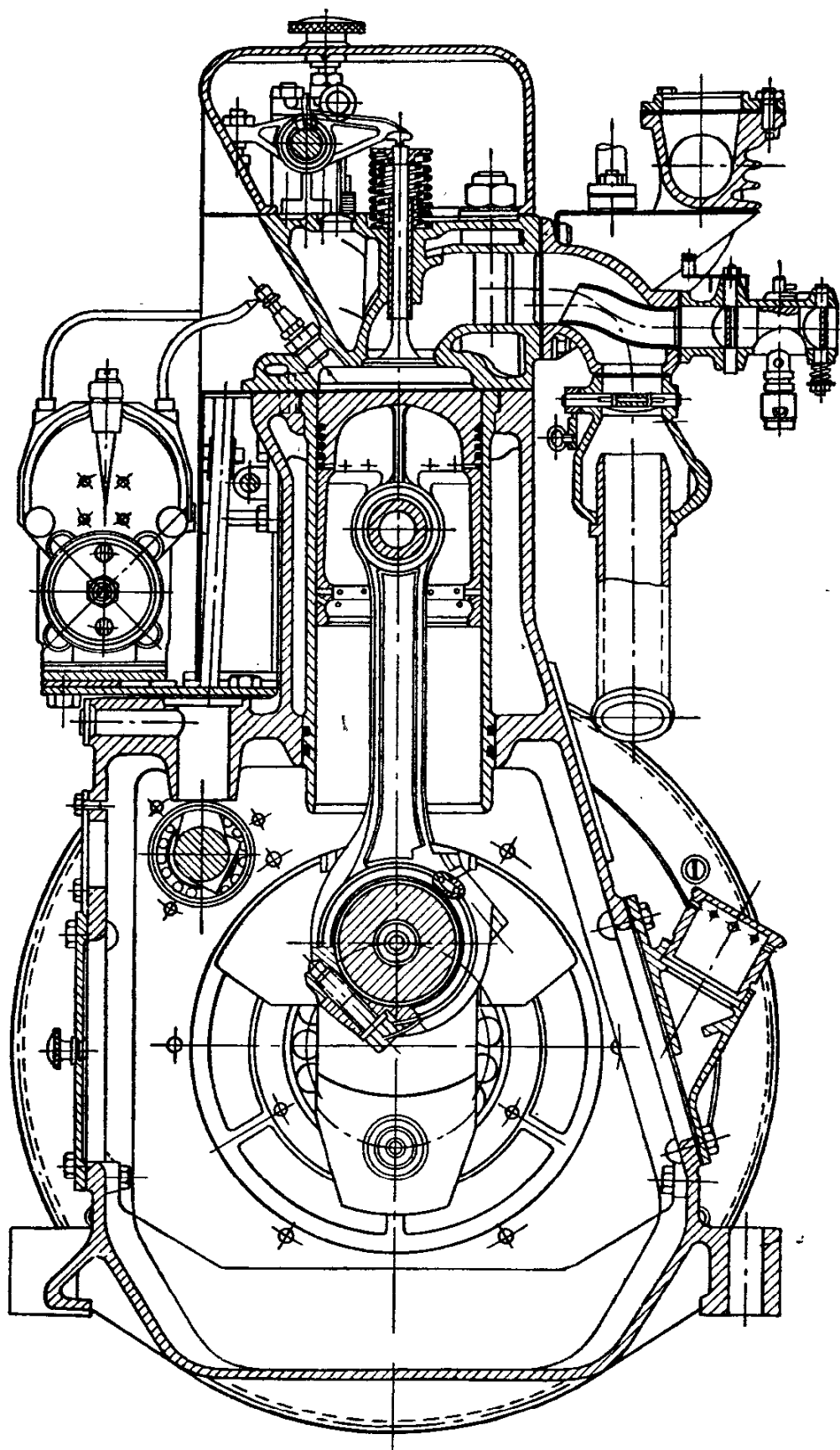
	2ГЧ-10,5/13	4ГЧ-10,5/13
Тип двигателя	четырёхтактный, тронковый, вертикальный простого действия	
Номинальная мощность в <i>л. с.</i>	15	30
Допустимая перегрузка в %	10	10
Число цилиндров	2	4
Диаметр цилиндра в <i>мм</i>	105	105
Ход поршня в <i>мм</i>	135	135
Число оборотов в мин.	1500	1500
Тактность	4	4
Среднее эффективное давление в <i>кг/см²</i>	4,0	4,0
Степень сжатия	9,0	9,0
Зажигание	Электрическое от магнето	
Регулятор	Центробежный	
Система охлаждения	Водяная, принудительная	
Система смазки	Циркуляционная, под давлением	
Масляный насос	Шестеренчатый	
Способ пуска	Ручной на бензине с помощью пускового карбюратора	

Газовый двигатель 2ГЧ-10,5/13 (фиг. 18) цельноблочной конструкции [12]. Он состоит из блок-картера, служащего основанием для монтажа на нем шатунно-кривошипного механизма, систем и аппаратуры для подачи смазки, охлаждения (дизельный вариант), шестеренчатой передачи, магнето и др.

Блок-картер — чугунный, цельнолитой, с вставными гильзами цилиндра мокрого типа, т. е. охлаждаемыми снаружи водой.

В боковой части блок-картера расположены регулятор и шестерни распределения.

Коленчатый вал двухопорный, снабжен противовесами. Коренные подшипники — шариковые, шатунные — подшипники скольжения.



Фиг. 18. Поперечный разрез газового двигателя 2ГЧ-10,5/13.

На конце коленчатого вала расположена шестерня для привода деталей газораспределения.

На заднем конце вала расположен маховик, обеспечивающий степень неравномерности двигателя — $1/125$.

Шатун штампованный, двутаврового сечения, с разъемом нижней головки под углом 45° .

Вкладыш шатунного подшипника выполнен из алюминия никелевого сплава АН-2,5.

Поршень цельный, отлит из чугуна. Днище поршня снаружи плоское. Поршневой палец плавающий; во избежание осевого перемещения он фиксируется стопорными кольцами.

Распределительный вал, выполненный за одно целое с кулачками, смонтирован на двух шарикоподшипниках.

Система смазки — комбинированная.

Двигатель снабжен центробежным регулятором, установленным на распределительном вале.

Основная камера сгорания расположена в нижней части крышки и обеспечивает работу двигателя на генераторном газе со степенью сжатия 9 вместо 18 на жидком топливе.

Дополнительная камера расположена выше основной и включается в работу только лишь в момент пуска двигателя на бензине. В этом случае степень сжатия понижается до 5. Включение дополнительной камеры в работу производится путем открытия перепускного клапана, смонтированного в крышке рядом с впускным и выпускным клапанами.

Рядом с выпускным трубопроводом смонтирован впускной трубопровод, с присоединенными к нему газовым смесителем и пусковым карбюратором.

Для пуска двигателя на бензине установлен пусковой карбюратор К-13 производства Ленинградского карбюраторного завода. Для зажигания рабочей смеси в боковой стенке крышки установлены запальные свечи, а на площадке, прикрепленной сбоку блок-картера, установлено магнето типа СС-4. Привод магнето осуществлен при помощи шестеренчатой передачи, смонтированной в передней крышке двигателя.

В отличие от двигателя 2ГЧ-10,5/13, двигатель 4ГЧ-10,5/13 имеет шариковые коренные подшипники или подшипники скольжения. Коленчатый вал пятиопорный.

Д в и г а т е л и ГАЗ-42 и ЗИС-21

Газовые двигатели этих типов устанавливаются на автомобилях ГАЗ-42, ЗИС-21, ЗИС-41 и УралЗИС-352 с газогенераторными установками. Модификации газогенераторных автомобилей ЗИС отличаются в основном устройством газогенераторных установок.

Приспособление автомобильных карбюраторных двигателей для работы на генераторном газе заключается в повышении степени сжатия путем установки на двигатель головок с меньшим объемом камер сгорания и отдельно впускного трубопровода со смесительным устройством и пусковым карбюратором.

Характеристика двигателя ГАЗ-42 следующая:

Тип двигателя	четырёхтактный, газовый, простого действия
Эффективная мощность в л. с.	30
Число оборотов в мин.	2200
Максимальный крутящий момент в кг.м	1
Число оборотов при нем в мин.	1200
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра в мм	98,425
Ход поршня в мм	107,95
Литраж двигателя в л.	3,28
Порядок работы цилиндров	1-2-4-3
Степень сжатия	6,5
Вес двигателя (сухой) в кг	182

Цилиндры двигателя отлиты в одном блоке с верхней половиной картера. Головка блока чугунная. Нижняя половина картера штампованная, стальная. Коленчатый вал лежит на трех коренных подшипниках, залитых баббитом. Поршень двигателя отлит из алюминиевого сплава, имеет три канавки для поршневых колец и разрезную юбку. Шатун — двутаврового сечения, в верхней его головке запрессована бронзовая втулка, а нижняя головка залита баббитом. Распределительный вал лежит на трех подшипниках и приводится во вращение от коленчатого вала с помощью текстолитовой шестерни с косым зубом. На средней шейке распределительного вала нарезана винтовая шестерня привода к распределителю тока и масляному насосу. Расположение клапанов нижнее, с правой стороны двигателя.

Горючая смесь готовится в смесителе, установленном на впускном трубопроводе.

Пуск двигателя производится на бензине, для чего на впускном трубопроводе предусмотрен карбюратор типа Солекс-2.

Система смазки — комбинированная: масло к трущимся частям поступает самотеком, под давлением и путем разбрызгивания.

Самотеком масло поступает к трем коренным подшипникам коленчатого вала, переднему и заднему подшипникам распределительного вала и частично на распределительные шестерни и толкатели. Под давлением смазывается средний подшипник распределительного вала. Разбрызгиванием — все остальное: шатунные подшипники, поршневые пальцы, кулачки распределительного вала и стенки цилиндров. Полная емкость смазочной системы двигателя 4,72 л. В судовых условиях для охлаждения масла монтируется трубчатый масляный холодильник, в котором масло охлаждается забортной водой.

Охлаждение двигателя жидкостное, принудительное — забортной водой (в судовых условиях охлаждение двигателя включается в общую систему водоснабжения).

Система зажигания — батарейная, от аккумулятора батареи напряжением 6 в.

Пуск двигателя производится электростартером мощностью 0,9 л. с. или от руки.

В качестве реверсивного устройства для данного двигателя применяется механическая реверсивная муфта ГМЗ.

Основные технические данные газовых двигателей ЗИС-21 и ЗИС-21А:

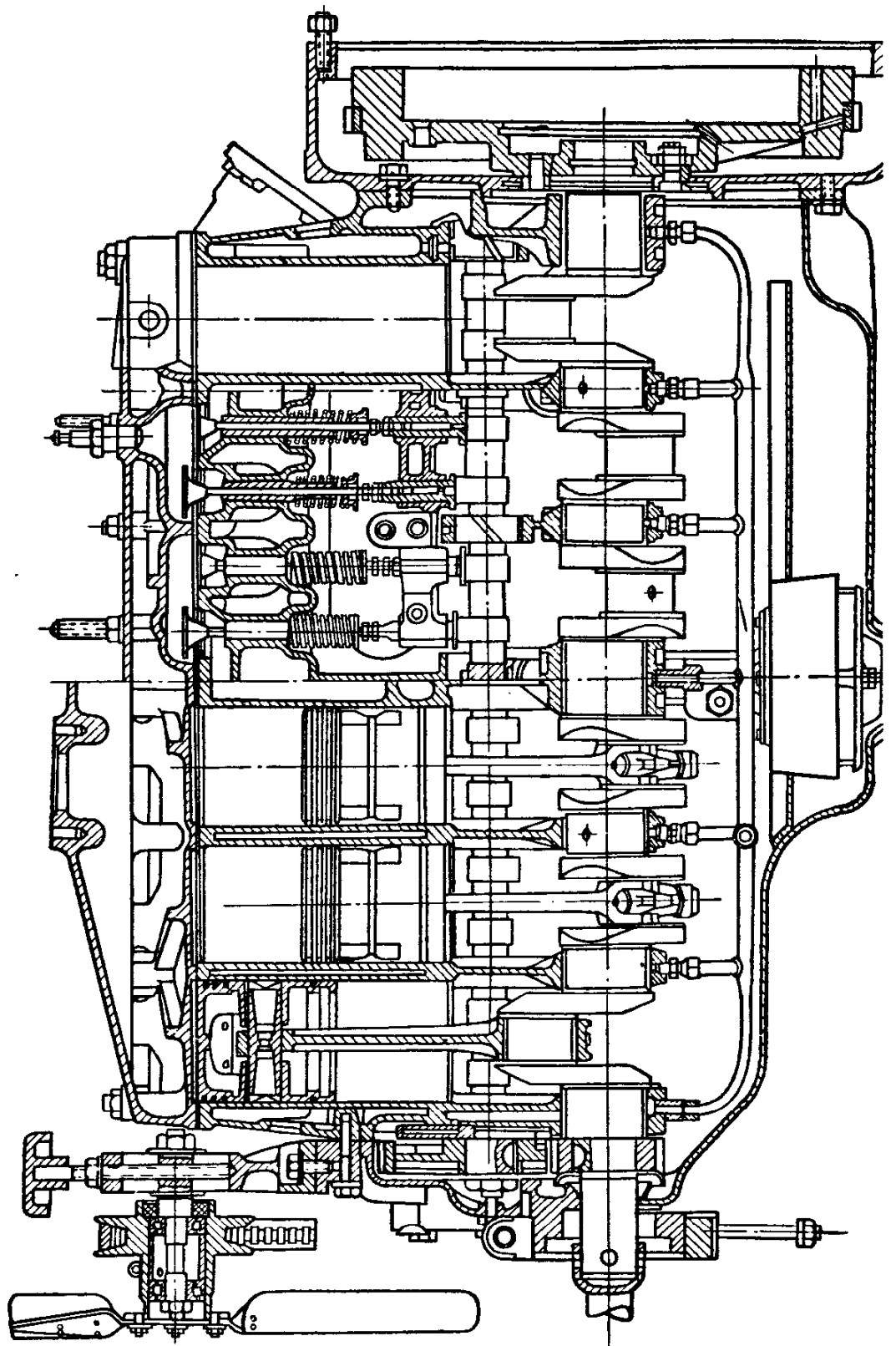
	ЗИС-21	ЗИС-21А
Тип двигателя	четырёхтактный, газовый, простого действия	
Эффективная мощность в л. с.	47	44
Число оборотов в мин.	2400	2400
Максимальный крутящий момент в кгм	20	20
Число оборотов при нем в мин.	1100	1000
Число цилиндров	6 вертикально в ряд	
Диаметр цилиндра в мм	101,6	101,6
Ход поршня в мм	114,3	114,3
Порядок работы цилиндров	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4
Литраж в л	5,55	5,55
Степень сжатия	7	7,1
Габаритные размеры:		
длина в мм	1250	
ширина в мм	680	
высота в мм	700	
Вес двигателя (сухой) в кг	410	440
Фаза газораспределения:		
открытие впускного клапана	1°52,5' до в. м. т. 1°37,5' после в. м. т.	
закрытие впускного клапана	46°52,5' после н. м. т.	47°7,5' после н. м. т.
открытие выпускного клапана	43°7,5' до н. м. т. 43°22,5' до н. м. т.	
закрытие выпускного клапана	1°52,5' после в. м. т.	2°7,5' после в. м. т.

На фиг. 19 приведены продольный и поперечный разрезы двигателя ЗИС-21.

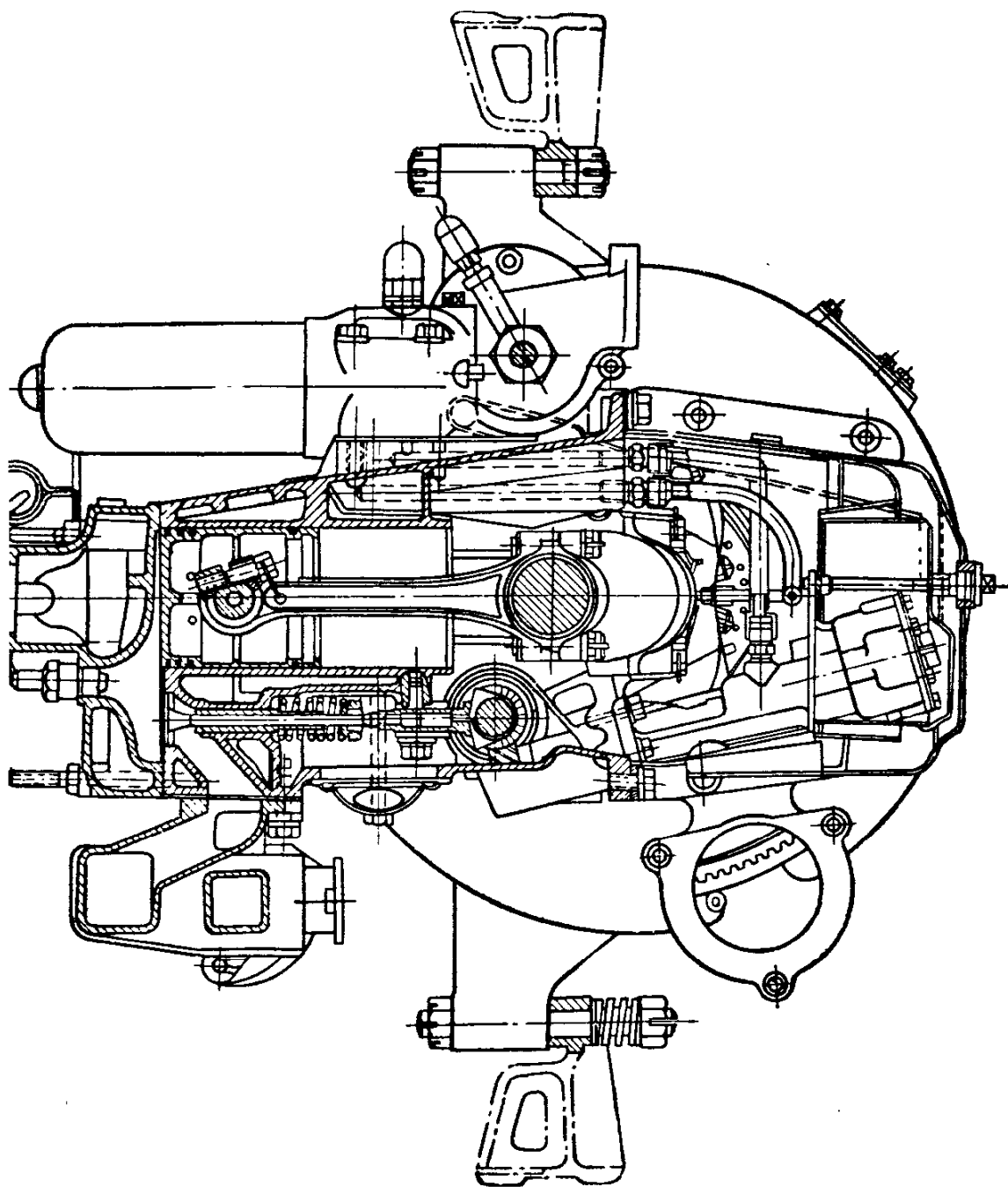
Цилиндры отлиты в одном блоке с верхним картером. Головка цилиндров — чугунная, съемная.

Коленчатый вал стальной, работает в 7 коренных подшипниках, залитых баббитом. Поршень отлит из чугуна и имеет четыре канавки для поршневых колец. Шатун двутаврового сечения. Поршневой палец закреплен в шатуне. Нижние головки шатунов залиты баббитом и имеют съемные крышки. Распределительный вал — один, расположен в правой части картера.

Газ и воздух к смесителю подаются по отдельным патрубкам. Клапаны — нижние односторонние. Система смазки двигателя — комбинированная.



a)



Фиг. 19. Двигатель ЗИС-21.
a — продольный разрез; *б* — поперечный разрез.

Под давлением смазываются 7 коренных и 6 шатунных подшипников коленчатого вала, распределительные шестерни и вал привода водяного насоса; разбрызгиванием смазываются поршневые пальцы, стенки цилиндров, кулачковый валик и толкатели.

Масло из насоса поступает в масляный фильтр, смонтированный с левой стороны двигателя, проходит очистку и направляется в главную масляную магистраль. От главной масляной магистрали отходят ответвления ко всем коренным подшипникам коленчатого вала. Отсюда по каналам в щеках коленчатого вала оно поступает на смазку шатунных подшипников.

Из переднего коренного подшипника масло по просверленным в передней стенке картера каналам подается к валу промежуточной шестерни, валу шестерен привода водяного насоса и в коробку распределительных шестерен.

Заправка двигателя маслом производится через сапун. Уровень масла в картере определяется металлической линейкой с делениями.

Давление масла в системе смазки при разогретом двигателе составляет 3 кг/см^2 и контролируется по манометру. Емкость смазочной системы 7 л.

Устанавливаемые на газоходах двигателя дополнительно оборудуются маслоохладителями, включаемыми последовательно в систему смазки перед фильтром. Масло охлаждается заборной водой, циркулирующей во внешней полости маслоохладителя. Отработавшее масло удаляется через спускное отверстие в днище картера.

Охлаждение двигателя водяное, принудительное, с циркуляцией воды от центробежного насоса (в судовых условиях охлаждение двигателя включается в общую систему водоснабжения).

Система зажигания — батарейная или от магнето высокого напряжения типа СС-6.

Пуск двигателя осуществляется стартером типа МАФ.

Питание стартера — от аккумуляторной батареи. Для зарядки аккумуляторной батареи на двигателе установлен электрогенератор типа ГА-71.

В качестве реверсивного устройства для данного двигателя применяется реверсивная механическая муфта ГМЗ.

Газогенераторные установки ГАЗ-42 и ЗИС-21 работают на древесных чурках с абсолютной влажностью не свыше 20%. УралЗИС-352 работает на древесных чурках повышенной влажности.

Удельный расход топлива двигателем этих установок составляет:

	Удельный расход чурок <i>кг/э. л. с. ч.</i>	Удельный расход газа <i>м³/э. л. с. ч.</i>
ГАЗ-42	0,8—1,0	2,27
ЗИС-21	0,8—1,0	2,35

Д в и г а т е л ь Г-58

Газовый двигатель Г-58 создан на базе тракторного двигателя с самовоспламенением Д-54, с взаимозаменяемыми основными деталями и сохранением пускового устройства, состоящего из пускового двигателя ПД-10.

На фиг. 20 приведен поперечный разрез газового двигателя Г-58.
Характеристика двигателя следующая:

Тип двигателя	газовый, вертикальный, четырехтактный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра в мм	125
Ход поршня в мм	152
Литраж в л	7,46
Мощность в л. с.	50
Число оборотов в мин.	1400
Степень сжатия	8,5
Фазы газораспределения:	
Впускной клапан:	
начало открытия	8° до в. м. т.
конец закрытия	22° после н. м. т.
Выпускной клапан:	
начало открытия	46° до н. м. т.
конец закрытия	14° после в. м. т.

Блок цилиндров двигателя литой из серого чугуна. В верхней части блока расположена водяная рубашка. Нижняя часть блока является картером кривошипного механизма. Блок имеет пять опор для коренных подшипников. К передней стенке блока крепится корпус шестерен распределения с крышкой, в задней плоскости блока имеются места для крепления пускового двигателя и муфты главного сцепления.

Головка цилиндров — общая для четырех цилиндров и представляет механически обработанную отливку из специального чугуна. Камера сгорания — овальной формы с двумя подвесными клапанами — впускным и выпускным. Впускные клапаны двух соседних камер соединены попарно и выходят на правую сторону головки. С этой же стороны ввертываются запальные свечи.

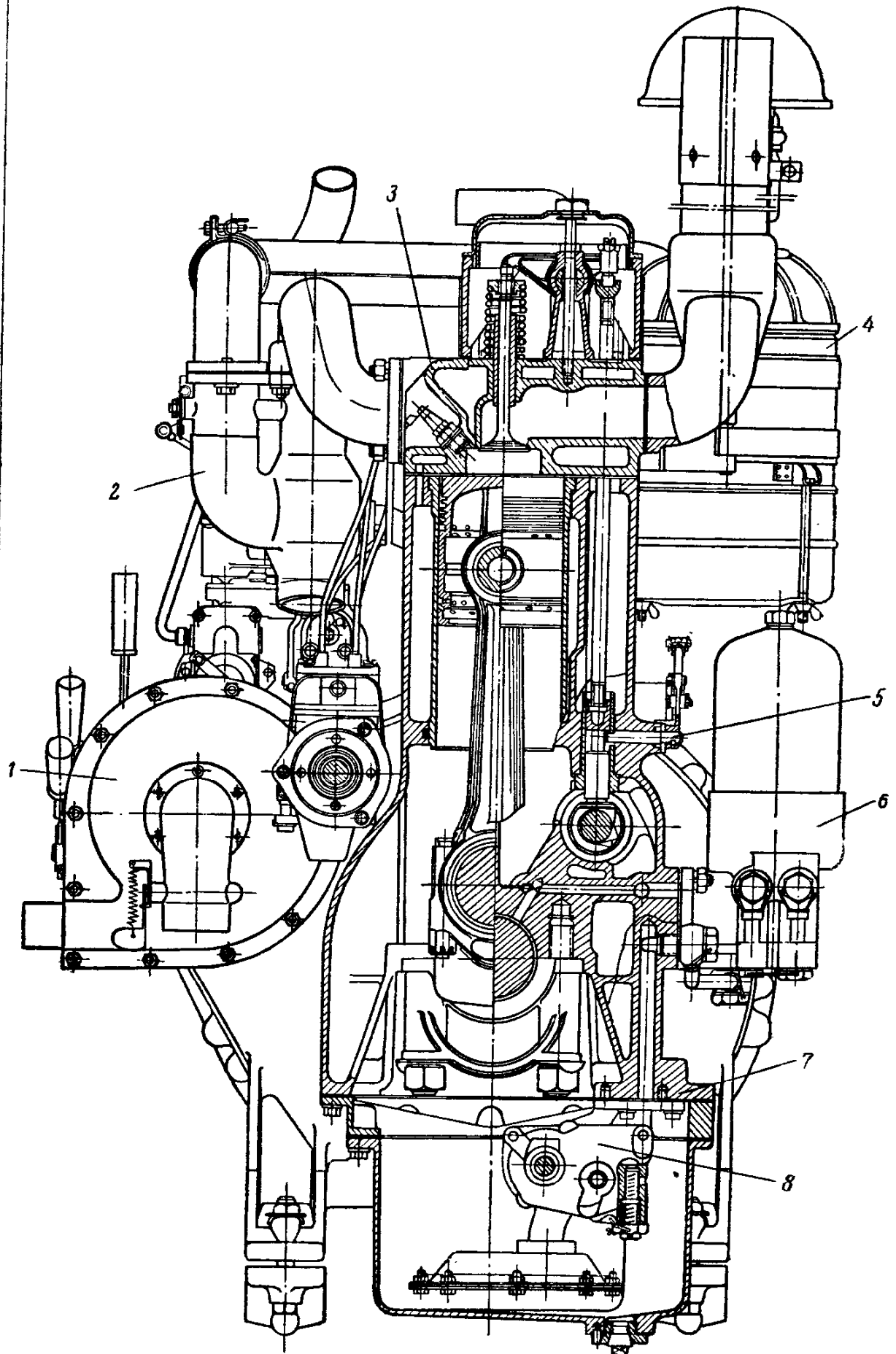
Поршни двигателя — чугунные. Вверху, на цилиндрической части поршня, установлено четыре компрессионных кольца и одно маслосъемное.

В нижней части поршня установлено второе маслосъемное кольцо.

Поршневой палец — плавающего типа, он может поворачиваться как в бобышках поршня, так и во втулке верхней головки шатуна. Наружная поверхность пальца цементируется, закаливается и полируется.

Шатун штампован из углеродистой стали. В верхней головке шатуна под поршневой палец запрессована бронзовая втулка. Нижняя головка разъемная с вкладышами, залитыми свинцовистой бронзой Б-30.

Коленчатый вал стальной, имеет пять коренных и четыре шатунные шейки с поверхностной закалкой. На щеках коленчатого вала крепятся противовесы.



Фиг. 20. Поперечный разрез двигателя Г-58.

1 — вентилятор розжига; 2 — смеситель; 3 — головка блока; 4 — воздухоочиститель; 5 — механизм декомпрессора; 6 — масляный фильтр; 7 — блок цилиндров; 8 — масляный насос.

Клапанно-распределительный механизм состоит из распределительного вала, толкателей, штанг толкателей, коромысел, валиков коромысел, стоек валиков, клапанов, клапанных пружин и механизма декомпрессора. Распределительный механизм приводится в действие распределительными шестернями, расположенными в корпусе шестерен. При помощи этих же шестерен осуществляется привод магнето и регулятора.

На двигателе установлен центробежный всережимный регулятор, обеспечивающий работу двигателя с постоянным числом оборотов путем автоматического регулирования подачи газовой смеси в цилиндры, в зависимости от нагрузки двигателя.

Газовоздушный смеситель двигателя центральный, литой из чугуна, с тремя патрубками и дроссельными заслонками смеси и воздуха.

Система зажигания двигателя состоит из магнето высокого напряжения, проводов и запальных свечей. На двигателе установлено магнето М-18 двухискровое, правого вращения. Запальные свечи «холодные» типа НМ12-14АГ с резьбой М18×1,5.

Система охлаждения двигателя — водяная с принудительной циркуляцией воды. Система смазки — комбинированная — под давлением и разбрызгиванием. Охлаждение масла осуществляется в масляном радиаторе, благодаря чему температура масла в системе понижается на 15—20° С.

Для розжига топлива в газогенераторе и пуска газового двигателя Г-58 служит двухтактный карбюраторный бензиновый одноцилиндровый двигатель с кривошипно-камерной продувкой ПД-10.

Д в и г а т е л и ГАЗ-51Б и ЗИС-156

Газовые двигатели этих типов, установленные на газобаллонных автомобилях ГАЗ-51Б и ЗИС-156, созданы на базе стандартных автомобильных двигателей ГАЗ-51 и ЗИС-120.

Характеристика двигателей следующая:

	ГАЗ-51Б	ЗИС-156
Тип двигателя	четырёхтактный, газовый, простого действия	
Мощность максимальная в л. с.:		
на бензине	70 (с ограничителем)	90 (с ограничителем)
сжиженном газе	63,5	84
московском городском газе	59,0	77
канализационном газе	55,0	—
Число оборотов в мин. при максимальной мощности	2800	2400
Число цилиндров	6	6
Диаметр цилиндра в мм	82	101,6
Ход поршня в мм	110	114,3
Степень сжатия	6,2	6,0

Для работы двигателей ГАЗ-51Б и ЗИС-156 на сжатом газе устанавливается следующее дополнительное оборудование: 5 баллонов.

на ГАЗ-51Б и 8 баллонов на ЗИС-156 емкостью 50 л каждый при рабочем давлении 200 кг/см^2 , вентили (наполнительный и магистральный), универсальный двухступенчатый редуктор, газовый фильтр, карбюратор-смеситель, подогреватель газа, манометры высокого и низкого давления, газопроводы и тяги управления.

На фиг. 21 приведена схема газового оборудования двигателя ЗИС-156. Газобаллонная установка автомобиля ГАЗ-51Б для работы на сжатом газе имеет аналогичное устройство и отличается лишь количеством баллонов.

На фиг. 22 приведены данные (по опытам НАМИ) скоростных характеристик двигателя ГАЗ-51 и на фиг. 23 — двигателя ЗИС-120, снятых при полном открытии дросселя при работе на различных топливах.

Из приведенных данных следует, что при переводе двигателей ГАЗ-51 и ЗИС-120 с бензина на сжиженный газ падение мощности составит примерно 7% и на московский городской газ — 14%. При работе на канализационном газе мощность двигателя ГАЗ-51 на 20% ниже, чем при работе на бензине.

С целью повышения мощности и экономичности двигателей созданы новые модификации двигателей ЗИС-5ВК (фиг. 24), ЗИС-120ВК и ГАЗ-51ВК (фиг. 25 и 26) с более высокой степенью сжатия и верхним расположением клапанов.

В результате испытания двигателя ЗИС-120ВК с повышенной степенью сжатия ($\epsilon = 9,5$) установлено, что его мощность на сжиженном газе по сравнению с мощностью при работе на бензине возрастает на 34%, при работе на московском городском газе на 17% и на канализационном газе на 11% [3].

Двигатели ряда ГЧ-18/26

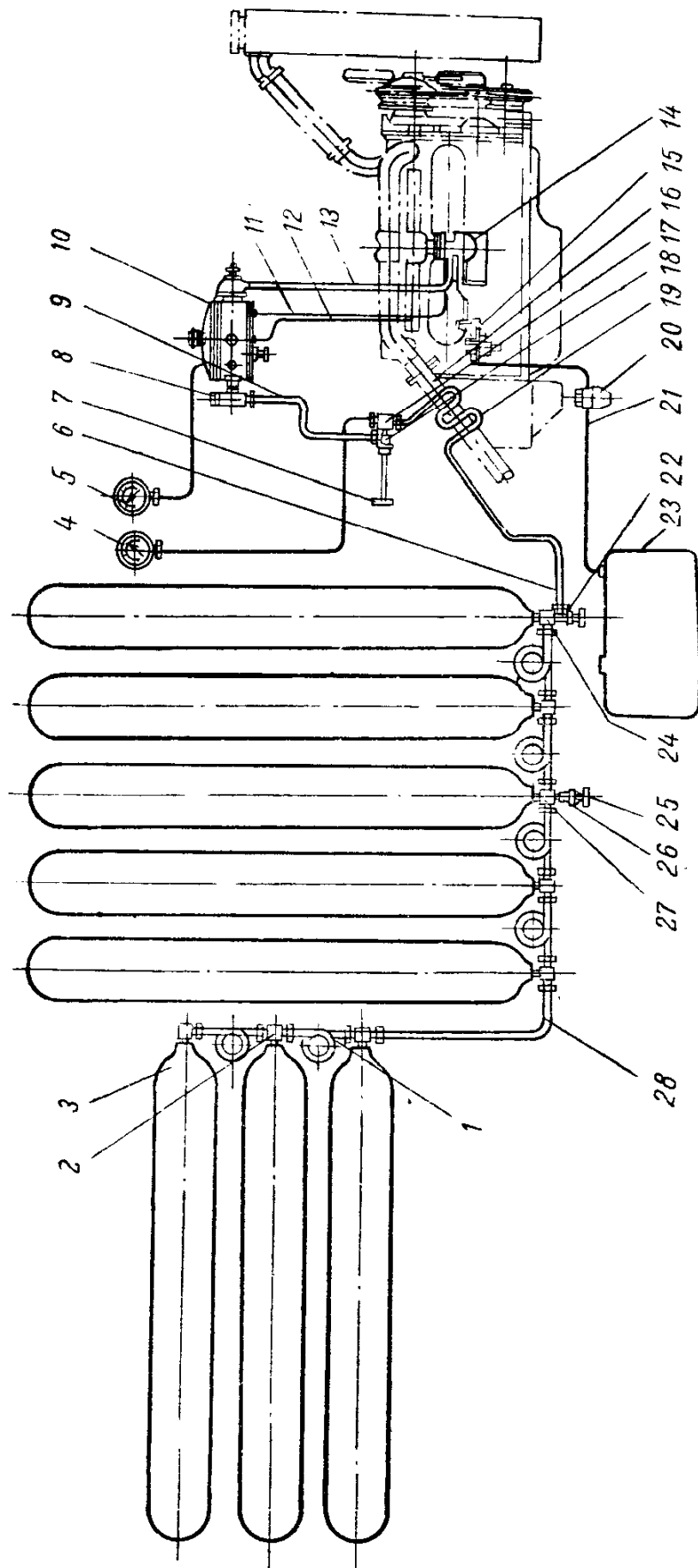
Конструкции двигателей этого ряда в двух-, четырех- и шестицилиндровом исполнении (2ГЧ-18/26, 4ГЧ-18/26 и 6ГЧ-18/26) разработаны Центральным научно-исследовательским дизельным институтом (ЦНИДИ) и выпускаются заводом имени 25 октября¹.

Двигатели этого ряда газовые, четырехтактные, простого действия, стационарные, вертикального типа.

Характеристика этих двигателей следующая:

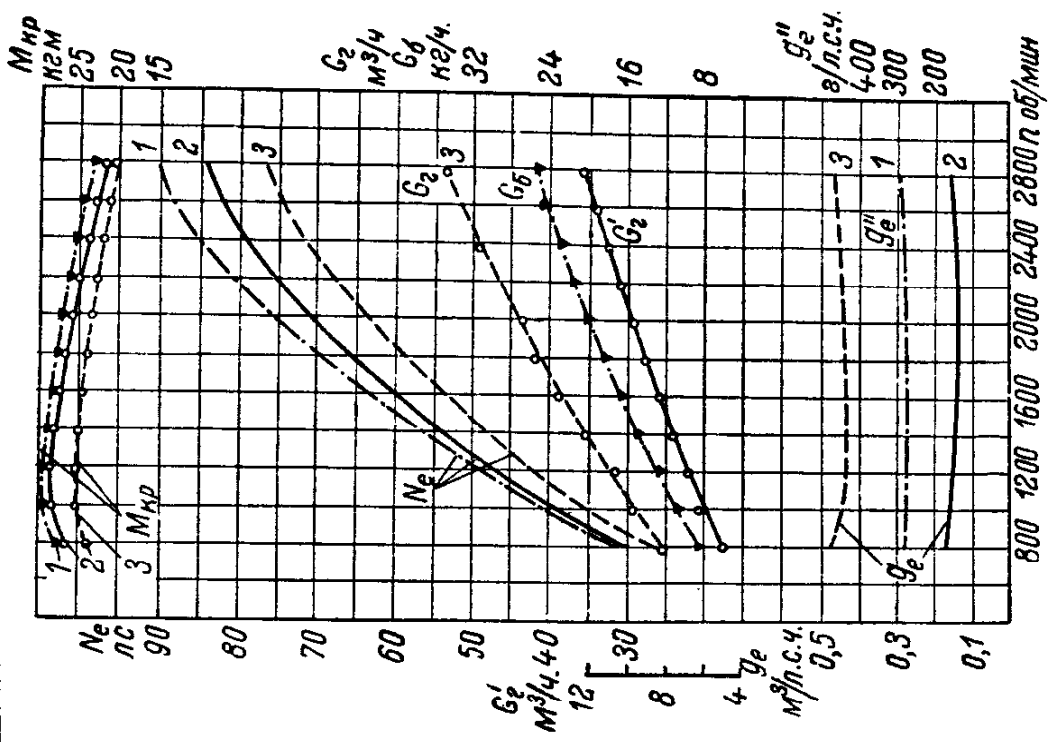
	2ГЧ-18/26	4ГЧ-18/26	6ГЧ-18/26
Номинальная мощность в э. л. с.	45	90	135
Номинальное число оборотов в мин.	750	750	750
Число цилиндров	2	4	6
Диаметр цилиндра в мм	180	180	180
Ход поршня в мм	260	260	260
Средняя скорость поршня в м/сек	6,5	6,5	6,5
Среднее эффективное давление в кг/см^2	4,1	4,1	4,1

¹ Двигатель 2ГЧ-18/26 в настоящее время не выпускается.



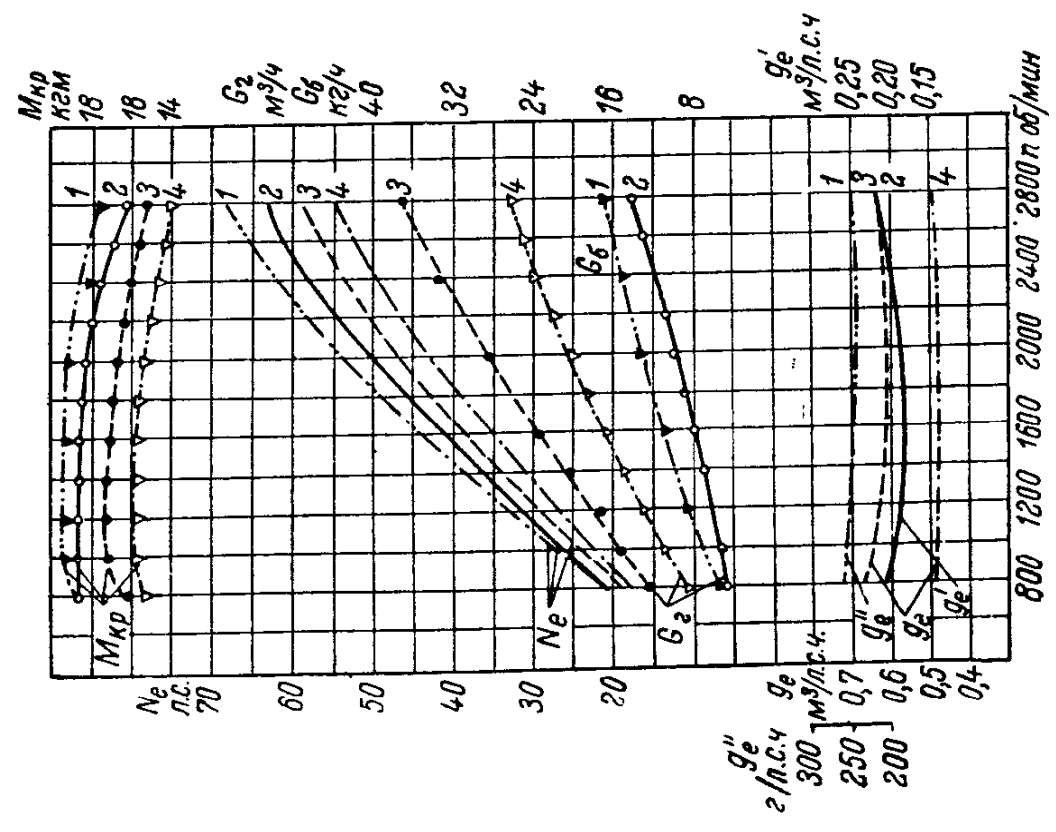
Фиг. 21. Схема газового оборудования двигателя ЗИС-156:

1 — трубка с компенсационным витком; 2 — тройник баллона; 3 — баллон; 4 — манометр на давление 300 кг/см^2 ; 5 — манометр на давление 10 кг/см^2 ; 6 — трубка от баллонного вентиля к подогревателю газа; 7 — маховик магистрального регулятора; 8 — фильтр; 9 — трубка от магистрального вентиля к фильтру; 10 — двухступенчатый регулятор; 11 — трубка холодного хода; 12 — трубка от впускного трубопровода к разгрузочному устройству; 13 — трубка основной подачи газа к карбюратору-смесителю; 14 — карбюратор-смеситель; 15 — бензиновый насос; 16 — труба глушителя; 17 — переходник магистрального вентиля; 18 — мануальный вентиль; 19 — подогреватель газа; 20 — фильтр-отстойник; 21 — бензиновый бак; 22 — бензиновый вентиль; 23 — предохранительная гайка наполнительного вентиля; 24 — угольник баллонного вентиля; 25 — наполнительный вентиль; 26 — предохранительная гайка наполнительного вентиля; 27 — крестовина баллона; 28 — трубка высокого давления.



Фиг. 23. Скоростные характеристики двигателя ЗИС-120 на бензине, сжиженном и московском городском газах (по опытам НАМИ):

1 — бензин; 2 — сжиженный бутано-пропановый газ; 3 — московский городской газ.



Фиг. 22. Скоростные характеристики двигателя ГАЗ-51 на бензине и различных газах (по опытам НАМИ):

1 — бензин; 2 — сжиженный бутано-пропановый газ; 3 — московский городской газ; 4 — канализационный газ.

Давление вспышки в кг/см ²	до 45	до 45	до 45
Давление сжатия в кг/см ²	до 21	до 21	до 21
Степень сжатия	8,75—9,25	8,75—9,25	8,75—9,25
Литраж двигателя в л	13,23	26,46	39,69
Порядок работы цилиндров	1—2	1—3—4—2	1—5—3—6— 2—4
Диаметр маховика в мм	840	660	660
Вес маховика в кг	606	231	230
Степень неравномерности	1/150	1/150	1/250
Сухой вес двигателя без маховика в кг	1005	1769	2561
Удельный расход топлива в кг/л. с. ч.:			
дров при относительной влажности до 25 ⁰ / ₀	до 1,2	до 1,2	до 1,2
дров при относительной влажности до 45 ⁰ / ₀	до 2	до 2	до 2
антрацита марки АМ ^М зольностью до 12 ⁰ / ₀	до 0,450	до 0,450	до 0,450
Удельный расход масла (автол 10) в г/л. с. ч.	до 8	до 8	до 8
Удельный расход воды при перепаде температур 25° С в л/л. с. ч.	23	23	23
Система пуска	Сжатым воздухом из пускового баллона		—
Направление вращения коленчатого вала со стороны маховика	По часовой стрелке		—
Габаритные размеры двигателя в мм:			
длина	1125	1550	2185
ширина	840	690	800
высота	1440	1440	1485
Необходимая высота помещения для выемки поршня в мм	2000	2000	2000

Двигатель 2ГЧ-18/26 комплектуется с электрогенератором СГ-36/6-35 ква, 4ГЧ-18/26 с электрогенератором СГ-60/6-60 ква [14].

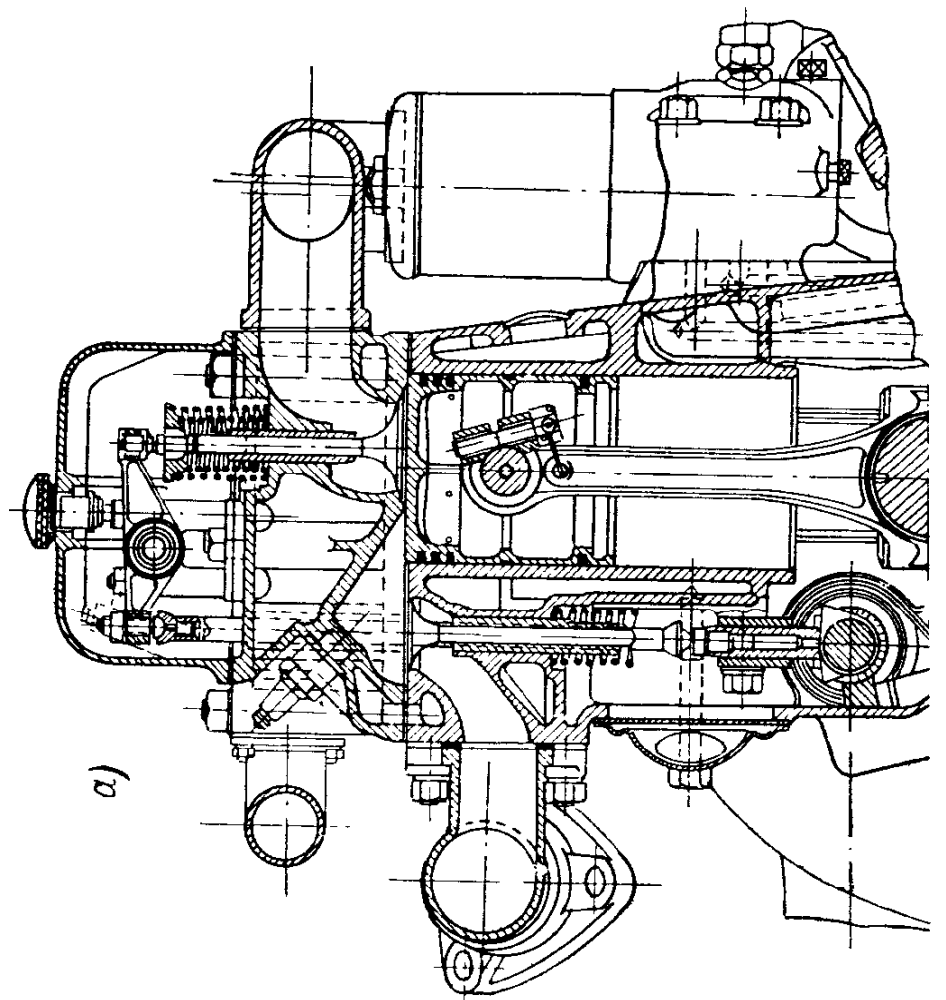
Двигатель 6ГЧ-18/26 комплектуется с электрогенератором С-116-8 — 108 ква.

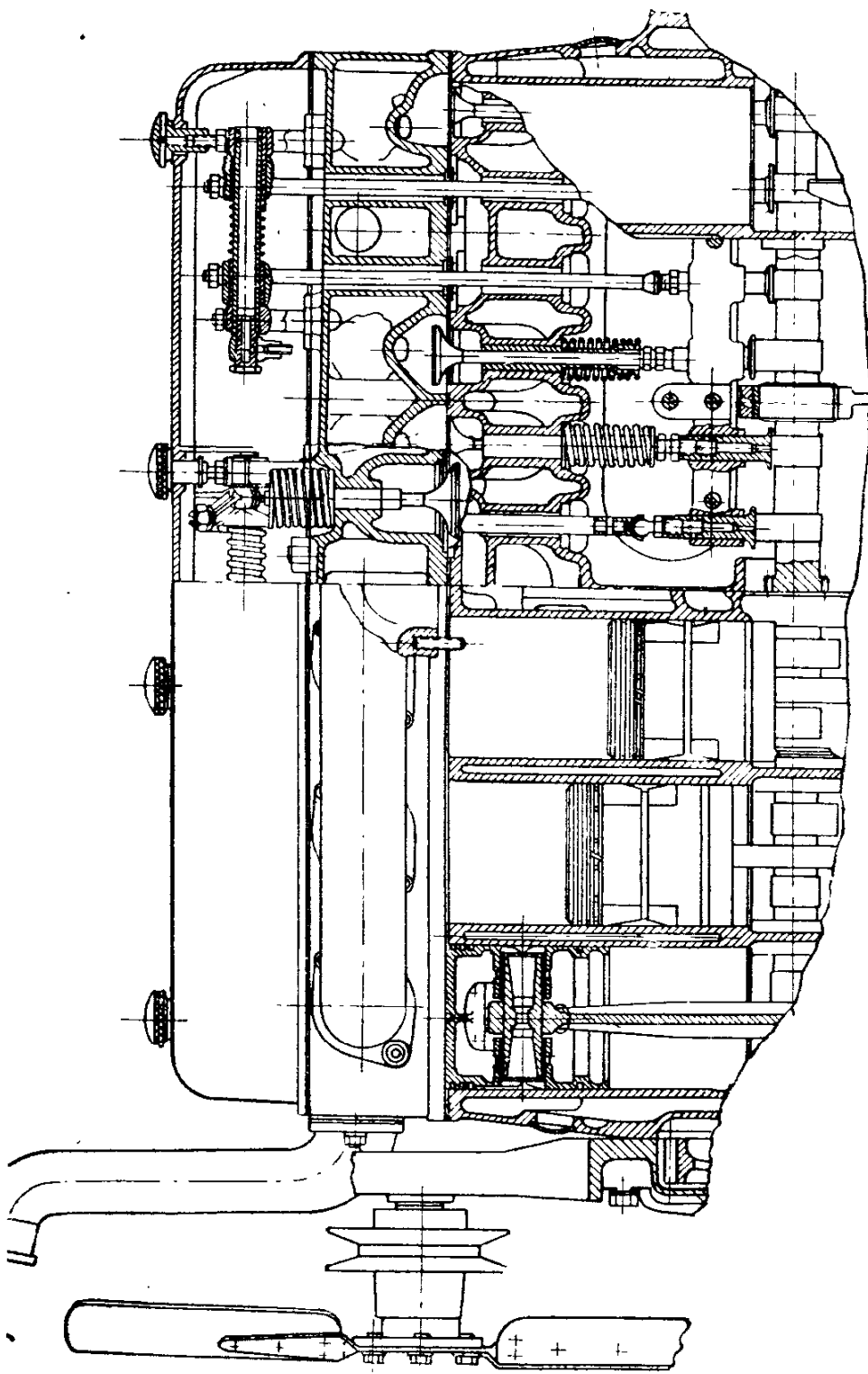
На фиг. 27 изображен поперечный разрез двигателя 4ГЧ-18/26, на фиг. 28 дан поперечный разрез двигателя 2ГЧ-18/26.

Корпусы двигателей 2ГЧ-18/26 и 4ГЧ-18/26 состоят из фундаментной рамы и станины, соединенных между собой с помощью шпилек.

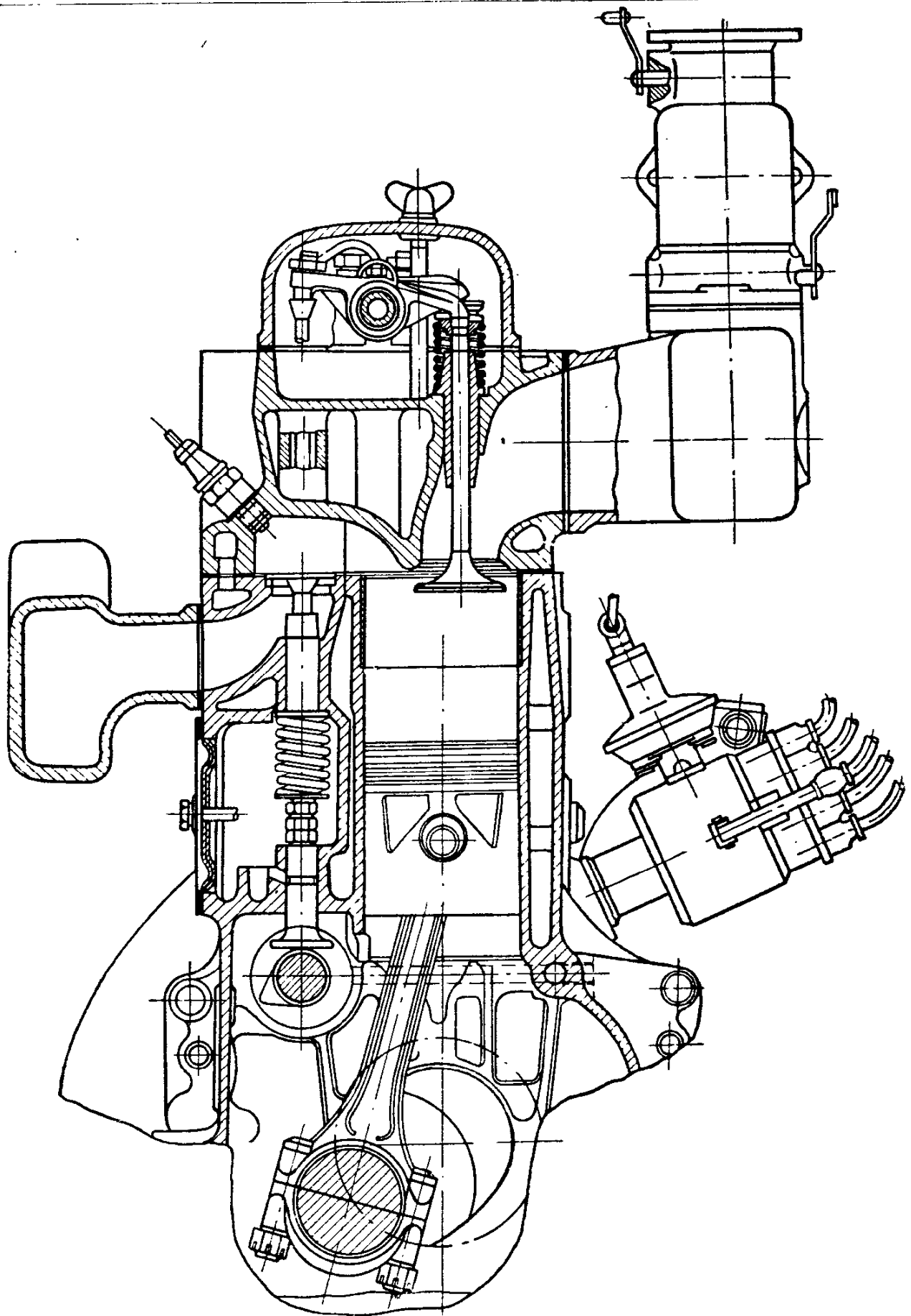
В станину двигателя вставляются гильзы цилиндров, отлитые из чугуна СЧ-28-48. Для правильной установки в блок цилиндры имеют в верхней части два точно обработанных пояска.

Гильзы цилиндров образуют зарубашечное пространство со стенками станины для охлаждения двигателя.

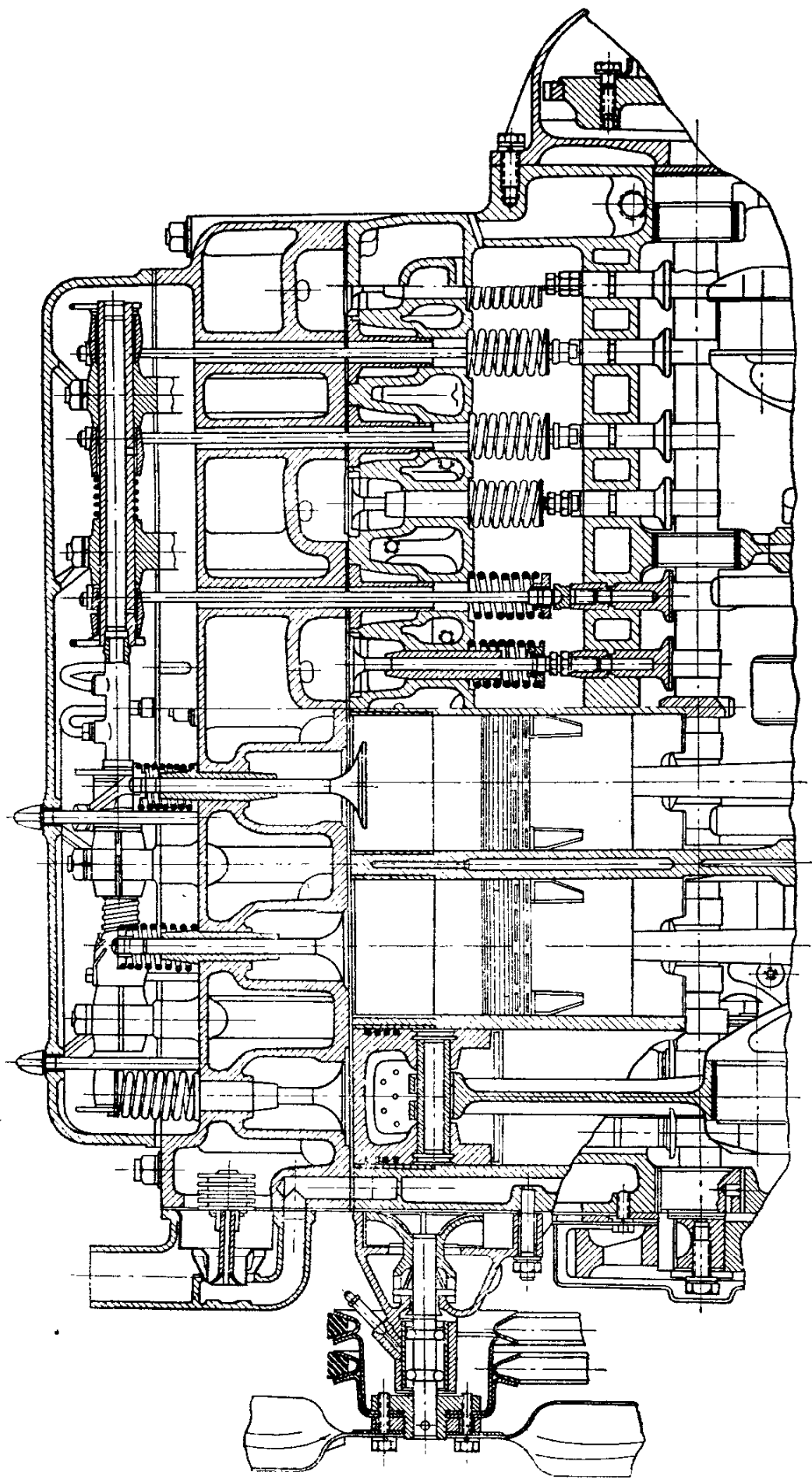




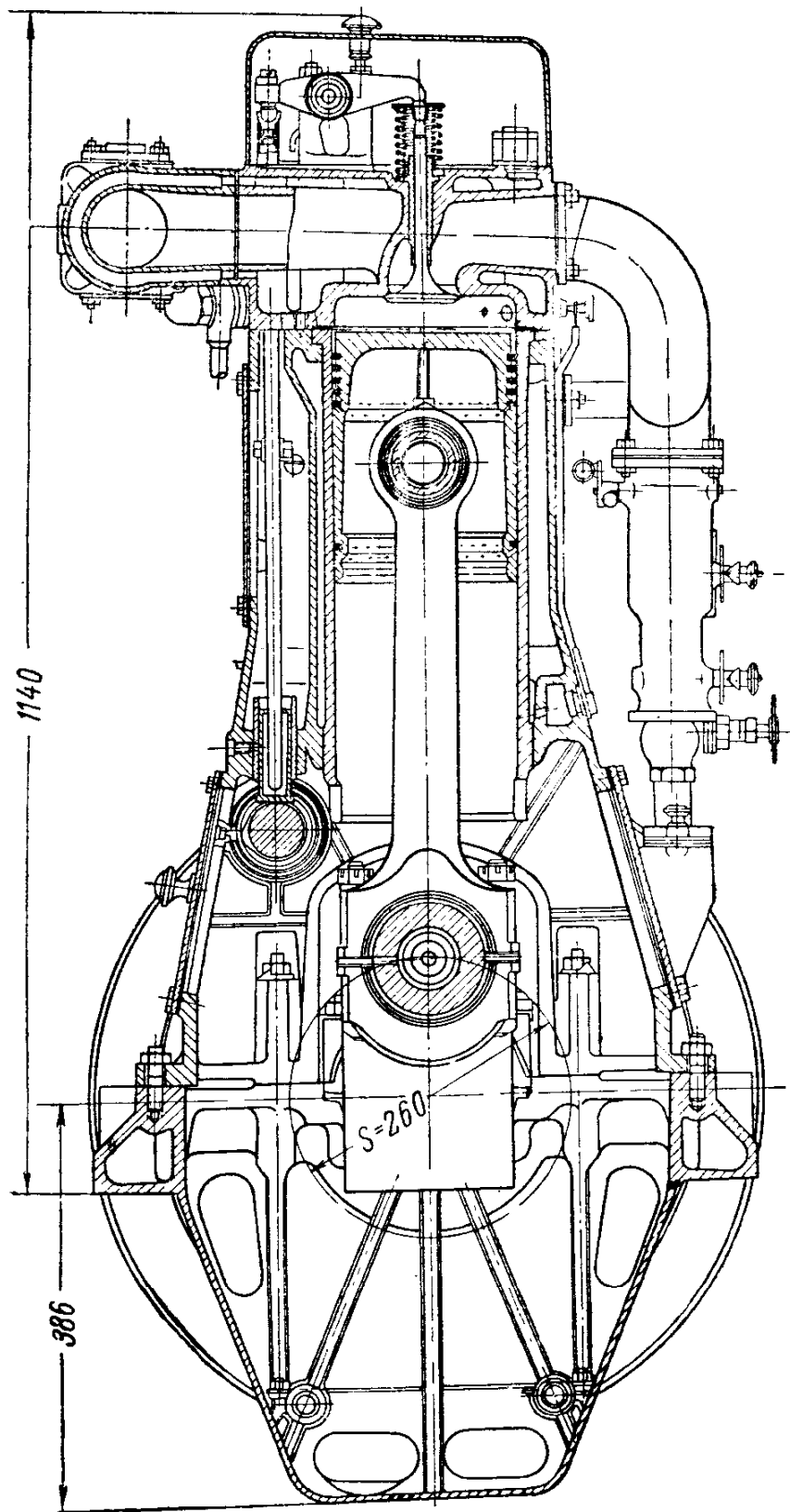
Фиг. 24. Двигатель ЗИС-5ВК с верхними впускными клапанами и повышенной степенью сжатия:
а - поперечный разрез; *б* - продольный разрез.



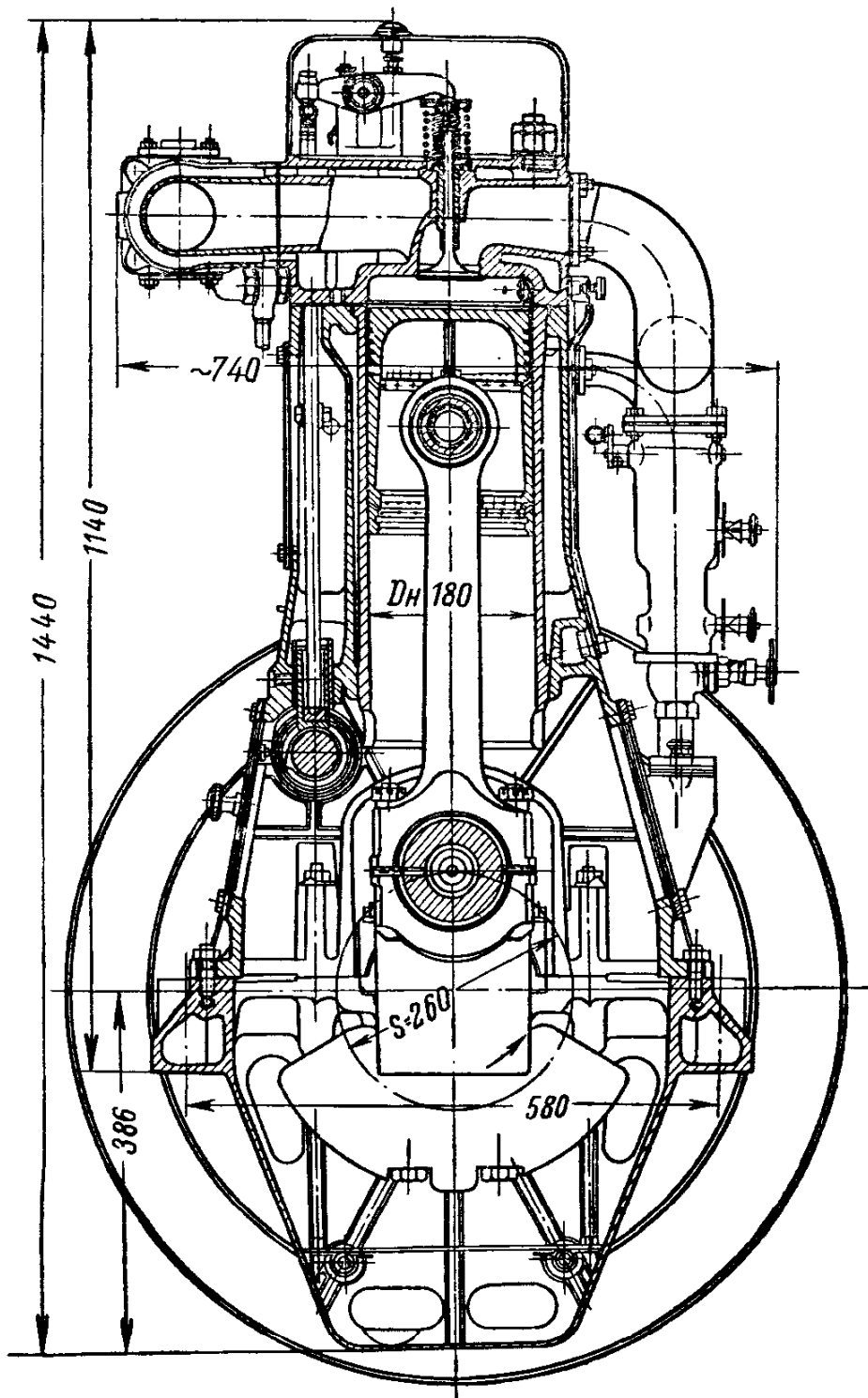
Фиг. 25. Поперечный разрез двигателя ГАЗ-51ВК с верхними впускными клапанами и повышенной степенью сжатия.



Фиг. 26. Продольный разрез двигателя ГАЗ-51ВК.



Фиг. 27. Поперечный разрез двигателя 4ГЧ-18/26.



Фиг. 28. Поперечный разрез двигателя 2ГЧ-18/26.

Крышки цилиндров отлиты из чугуна СЧ-24-44.

Высота камеры сгорания устанавливается в 30—32 мм и регулируется толщиной прокладки под крышкой цилиндров.

В кривошипной полости фундаментной рамы уложен на подшипниках, залитых баббитом БН, коленчатый вал.

Коленчатый вал цельнокованный из стали 35. На носке вала установлена шестерня для привода распределительного вала, регулятора и масляного насоса, а на конусный хвостовик насажен маховик.

Поршень литой из чугуна СЧ-21-40 с четырьмя компрессионными и двумя маслосбрасывающими поршневыми кольцами. Поршневой падец гладкий, пустотелый, плавающий, изготовлен из стали 15.

Шатун кованный из стали 35, круглого сечения, сверленный. Верхняя головка шатуна неразъемная. В головку запрессована стальная втулка, залитая баббитом БН. Нижняя головка разъемная со стальными вкладышами, залитыми также баббитом БН.

Распределительный вал изготовлен вместе с кулачками из низкоуглеродистой стали и расположен в станине двигателя сбоку. С помощью кулачков, толкателей и штанг распределительный вал приводит в движение впускные и выпускные клапаны, установленные в крышках цилиндров.

Впускные и выпускные клапаны изготовлены из стали ЭСХ-8 и термически обработаны.

Регулятор центробежного типа автоматически поддерживает постоянное число оборотов двигателя.

Со стороны, противоположной выпускному трубопроводу, к крышке цилиндров крепится впускной трубопровод с газовым смесителем.

Система зажигания состоит из магнето тракторного типа СС-4827 с ускорителем ГОСТ 3942—47 и свечей авиационного типа АС-170. Система смазки принудительная. Все трущиеся детали двигателя, за исключением цилиндров, смазываются маслом, подаваемым насосом с предварительным пропуском его через фильтр и холодильник. Цилиндры смазываются путем разбрызгивания масла.

На двигателях 2ГЧ-18/26 и 4ГЧ-18/26 установлены масляные насосы шестеренчатого типа производительностью 1800 л в час при 1312 об/мин., и масляные фильтры.

Масляный холодильник изготовлен из алюминиевого сплава и имеет наружные ребра охлаждения.

Холодильник масла и масляный фильтр установлены на двигателе со стороны маховика.

Охлаждение двигателя водяное; оно осуществляется или из водонапорного бака, или из центральной водопроводной сети.

Пусковое устройство состоит из компрессора для накачивания воздуха в пусковой баллон, распределителя воздуха и пусковых баллонов. Компрессор одноступенчатый поршневого типа, установлен на фундаментной плите и приводится в движение от коленчатого вала двигателя. Число оборотов компрессора 210 об/мин.

По данным обследования ЦНИДИ основным потребителем этих двигателей является сельское хозяйство, на которое падает до 40%

учтенных установок. На втором месте стоят предприятия Заготзерно (21%) и затем идут заводы, перерабатывающие с-х. продукты.

В большинстве случаев обследованные двигатели работают по 6—7 час. при односменной работе и 13—14 час. при двухсменной. Удельный расход антрацита составляет 0,7 кг/э. л. с. ч.; дров 1,0 ÷ 2,0 кг/э. л. с. ч. и торфа 1,2 ÷ 1,6 кг/э. л. с. ч.

Себестоимость выработанной энергии на большинстве установок составляет 50 ÷ 80 коп/квт-ч, при этом затраты на топливо составляют 30 ÷ 50% от общей себестоимости энергии.

Представляет значительный хозяйственный интерес, как пример комплексного использования местных энергоресурсов, работа Укмерской электростанции (Литовская ССР). Эта станция оборудована тремя газовыми двигателями 4ГЧ-18/26 с торфяными газогенераторами ОГ-16 и работает с 1952 г. в параллель с гидротурбинами.

За время эксплуатации эти двигатели показали высокую экономичность и надежную устойчивую работу. Однако имеются и некоторые недостатки. Одним из таких недостатков являются хлопки в выпускную систему, нарушающие режим работы двигателя, что особенно сказывается при работе газового двигателя на осветительную нагрузку.

Исследование этого явления, проведенное в ЦНИДИ Б. А. Харитоновым, показало, что обратные хлопки возникают при возрастании теплотворности газа, обогащении его водородом и уменьшении при этом коэффициента избытка воздуха до $\alpha \simeq 1,0$. Не подтвердились существующие взгляды на то, что хлопки имеют место в случае работы на бедных смесях, повышенной температуры остаточных газов и загрязненности двигателя.

В частности, последний вопрос связывается с наличием калильного воспламенения, в связи с повышенным нагарообразованием.

В результате проведенного исследования для борьбы с хлопками было рекомендовано: а) не допускать резкого изменения состава газа, получаемого в газогенераторе, и обогащение его водородом и б) регулировать работу двигателя на обедненную смесь.

Д в и г а т е л ь 6ГСЧ-22/28

Характеристика двигателя следующая:

Тип двигателя	переоборудованный из бескомпрессорного двигателя с самовоспламенением, четырехтактный, газовый, простого действия
Эффективная мощность в л. с.	150
Число оборотов в мин.	530
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндров в мм	220
Ход поршня в мм	280
Степень сжатия	8,3

Система зажигания от магнето, в момент пуска — от аккумуляторной батареи через индукционную катушку.

Свечи — автомобильного типа «холодные» диаметром 18 мм.

Порядок работы цилиндров:

двигатель левого вращения — 1—4—5—6—3—2

двигатель правого вращения — 1—2—3—6—5—4

система охлаждения — жидкостная, циркуляционная

система смазки — циркуляционная, давление масла в системе $1,2 \div 2 \text{ кг/см}^2$.

Остов двигателя чугунный. Рабочие цилиндры и картер отлиты в одном блоке. Фундаментная рама — цельнолитая. Рама, картер и цилиндры соединены анкерными болтами. Вкладыши рамовых подшипников залиты баббитом Б-83.

Гильзы цилиндров — чугунные, вставные. Коленчатый вал — цельнокованный. Шатун — стальной, фасонного сечения, сверленный. Вкладыши нижней головки залиты баббитом Б-83. В верхней головке шатуна запрессована втулка. Поршень чугунный с четырьмя компрессионными и одним маслосъемным кольцами. Поршневой палец плавающего типа. Распределительный вал приводится от коленчатого вала цилиндрическими шестернями и несет кулачки впускных и выпускных клапанов.

Регулятор числа оборотов двигателя воздействует через систему тяг на газовый клапан смесителя. Магнето приводится от распределительного вала через шестерни.

Пуск двигателя производится сжатым воздухом. Максимальное давление пускового воздуха — 28 ат. Пусковые клапаны в крышках цилиндров управляются пневматически. Воздух из баллонов поступает в клапаны через распределитель пускового воздуха. Двухступенчатый компрессор воздуха приводится от коленчатого вала.

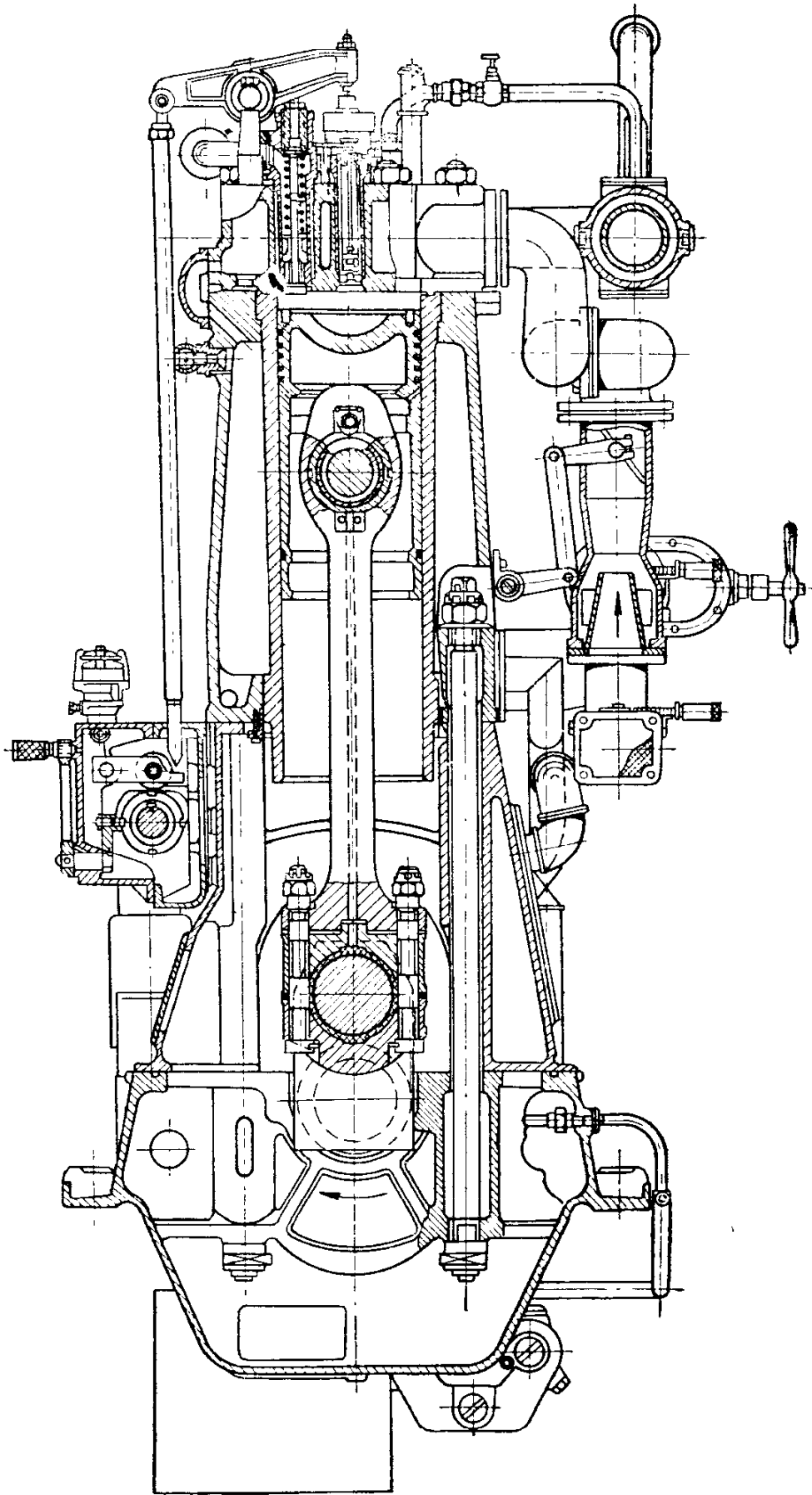
Реверсивное устройство двигателя скомплектовано из реверсивной муфты и редукторов, заключенных в общем корпусе.

Д в и г а т е л и 2ГЧ-26/38 и 4ГЧ-26/38

Газовые двигатели этого типа являются первыми отечественными стационарными газовыми двигателями, внедренными в народное хозяйство. На фиг. 29 приведен поперечный разрез двигателя 4ГЧ-26/38.

Двигатель 2ГЧ-26/38 имеет следующую характеристику:

Номинальная мощность на генераторном газе в л. с.	55
Допустимая минимальная перегрузка в %	10 в течение часа
Число цилиндров	2
Диаметр цилиндра в мм	260
Ход поршня в мм	380
Средняя скорость поршня в м/сек	3,8
Среднее эффективное давление в кг/см ²	4,1
Степень сжатия	9
Давление сжатия в кг/см ²	18—19
Удельный расход тепла в ккал/л. с. ч.	2350—2600



Фиг. 29. Поперечный разрез двигателя 4ГЧ-26/38.

Двигатель 4ГЧ-26/38 — четырехцилиндровый мощностью 100 л. с. Остальные показатели двигателя те же, что и у двигателя 2ГЧ-26/38.

Остов двигателя чугунный; фундаментная рама, картер и цилиндры соединены анкерными болтами. Рабочие цилиндры двигателя 2ГЧ-26/38 отлиты в одном блоке, а у двигателя 4ГЧ-26/38 изготовлены в виде отдельных цилиндров.

Втулки цилиндров чугунные, вставные, с отдельными крышками. В крышке размещены: свеча, впускной, выпускной и предохранительный клапаны.

Кривошипно-шатунный механизм двигателя состоит из кованого коленчатого вала с противовесами, стального шатуна круглого сечения с отъемной нижней головкой и чугунного цельного неохлаждаемого поршня с четырьмя компрессионными и двумя маслосъемными кольцами. Распределительный вал с кулачными шайбами приводится от коленчатого вала цилиндрическими шестернями.

Смесеобразование осуществляется в одном общем смесителе с дросселями для качественной и количественной регулировки.

Зажигание смеси электрическое, осуществляется от свечи типа 4ЭМГ, по одной в каждой цилиндрической крышке.

Свечи питаются от аккумуляторной батареи типа 36Г-80 через индукционную катушку ИТ-4085. Зарядка аккумулятора производится от динамомашины типа ГВФ-9105.

Смазка трущихся деталей двигателя — циркуляционная, от шестеренчатого насоса. Охлаждение жидкостное, под напором извне.

Пуск двигателя осуществляется по двухтактному циклу посредством пускового воздуха. С этой целью кулачковые шайбы перемещаются вдоль оси распределительного вала. Пусковые клапаны в крышках цилиндров приводятся в движение от кулачковых шайб.

Максимальное давление пускового воздуха 16 *ата*, минимальное 5 *ата*.

Д в и г а т е л ь 6ГСЧ-32/45

Тип двигателя	четырёхтактный, газовый, простого действия
Эффективная мощность в л. с.	375
Число оборотов в мин.	375
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра в мм	320
Ход поршня в мм	450
Степень сжатия	8,5
Порядок работы цилиндров	1—2—3—6—5—4
Система зажигания	от магнето высокого напряжения
Запальные свечи	„холодного“ типа диаметром 18 мм
Система охлаждения	проточная или замкнутая
Система смазки	циркуляционная, давление масла в системе 1,5—2,5 <i>ата</i>

Фазы газораспределения:

Открытие впускного клапана	4° до в. м. т.
Закрытие впускного клапана	20° после н. м. т.
Открытие выпускного клапана	36° до н. м. т.
Закрытие выпускного клапана	18° после в. м. т.

Габариты двигателя:

длина в мм	3260
ширина в мм	1350
высота в мм	2415

Остов двигателя — чугунный. Фундаментная рама, картер и цилиндры соединены анкерными болтами. Фундаментная рама — цельнолитая. Вкладыши рамовых подшипников залиты баббитом Б-83. Рабочие цилиндры и картер отлиты в одном блоке. Гильзы цилиндров — чугунные, вставные. Каждый цилиндр имеет отдельную крышку, в которой размещены впускной и выпускной клапаны и запальная свеча.

Распределительный вал приводится от коленчатого вала и несет кулачки впускных и выпускных клапанов. Ход впускных клапанов изменяется масляным сервомотором. Коленчатый вал цельнокованный.

Шатун стальной, круглого сечения, сверленный, с отъемной нижней головкой. Вкладыши нижней головки шатуна залиты баббитом Б-83.

Поршень чугунный со съемной головкой из алюминиевого сплава. В головке поршня размещены четыре компрессионных, а в тронковой его части — два маслосъемных кольца. Поршневой палец — плавающего типа.

В крышке цилиндра установлена запальная свеча. Магнето приводится в действие от специального валика.

Цилиндры двигателя смазываются с помощью лубрикатора, приводимого в действие от распределительного вала.

Смазка всех остальных трущихся частей — циркуляционная.

Охлаждение двигателя — по проточной или замкнутой системе. Пуск двигателя производится сжатым воздухом.

Д в и г а т е л ь с н а д д у в о м д л я п р и р о д н о г о г а з а

На фиг. 30 приведена схема газового двигателя с наддувом для природного газа, газа сточных вод, бутана и пропана.

Среднее эффективное давление, в связи с установкой на двигателе газотурбинного наддува, $8,43 \text{ кг/см}^2$. Давление сжатия при наддуве — $42,8 \text{ кг/см}^2$.

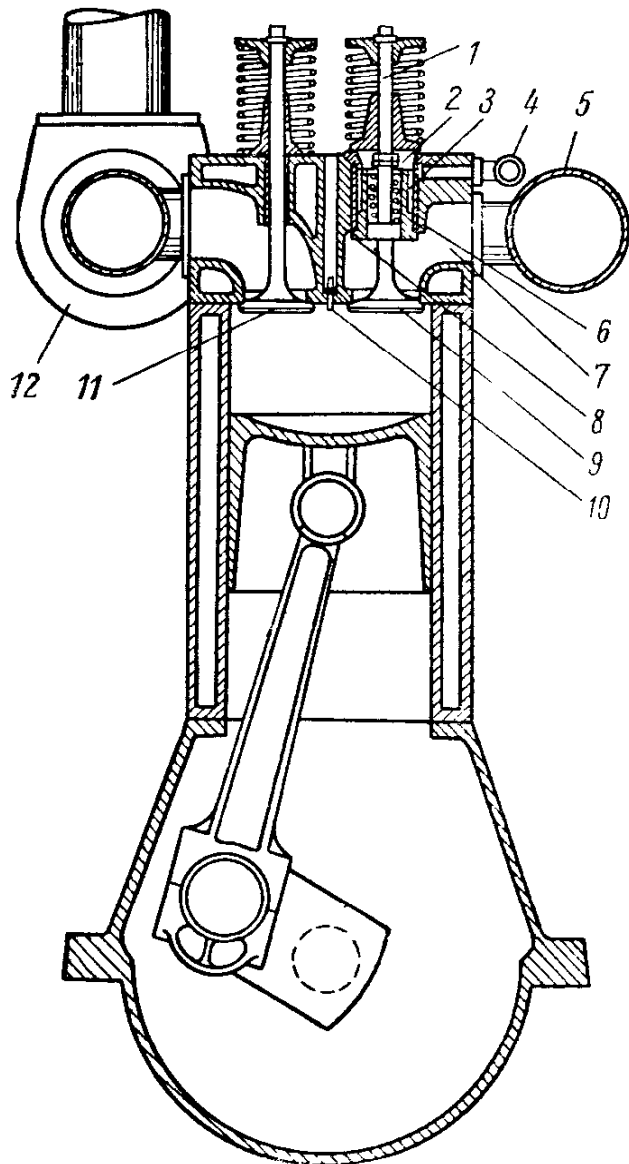
Температура отработавших газов на входе в турбину — 538°С .

Зажигание смеси осуществляется от электрической свечи. Напряжение тока для двигателя без наддува составляет $15\,000 \text{ в}$, а для двигателя с наддувом величина напряжения тока поднимается до $30\,000\text{—}50\,000 \text{ в}$. Это мероприятие улучшает рабочий процесс

двигателя, что вместе с наддувом повышает общий тепловой к. п. д. двигателя от 25 до 40%.

Воздух от нагнетателя 12 подается в двигатель по трубе 5. Газ по трубе 4 поступает в камеру 2, окружающую шток впускного клапана 1.

Дополнительный цилиндрический газовый клапан 3 контролирует сообщение между камерами 2 и 7, когда главный впускной клапан 9 закрыт — его запорная часть 8 садится в гнездо под действием пружины 6.



Фиг. 30. Схема двигателя с наддувом для комбинированного газообразного топлива.

Впускной клапан открывается до закрытия выпускного клапана 11 и пропускает порцию воздуха для продувки цилиндра. В это время сообщение между камерами 2 и 7 остается закрытым цилиндрическим клапаном 3. Сразу после закрытия выпускного клапана открывается газовый клапан 3, и газоздушная смесь поступает в цилиндр двигателя. Газовый клапан 3 закрывается несколько раньше клапана 9, давая таким образом некоторое время воздуху под давлением поступать через камеру 7 в полость цилиндра двигателя.

Электрическая свеча зажигания 10 устанавливается между впускным и выпускным клапанами.

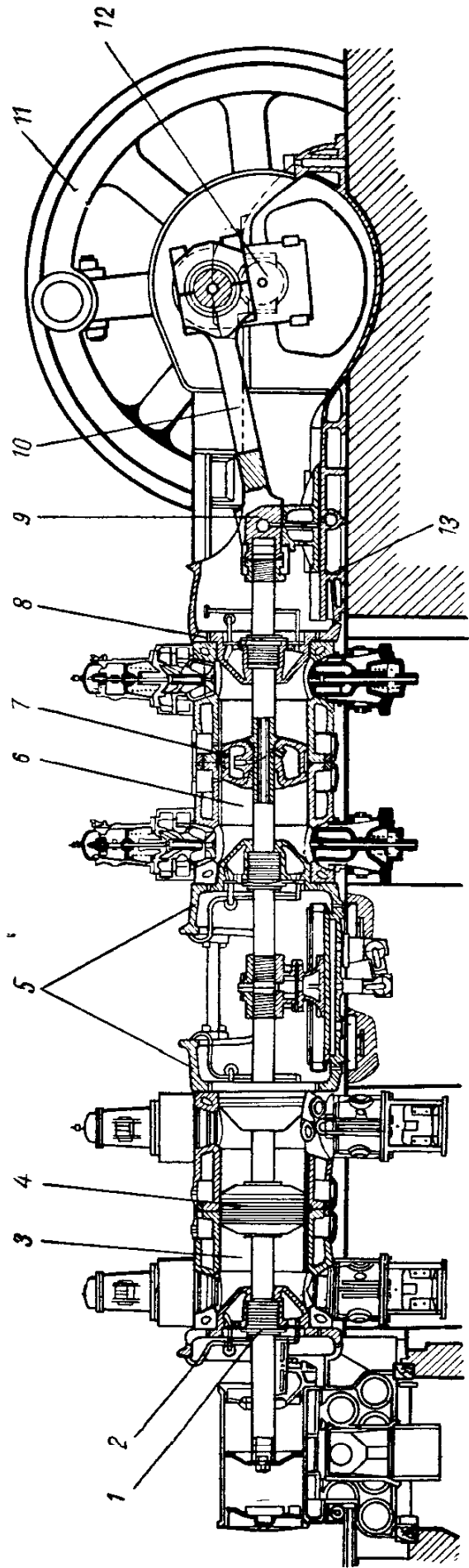
Т и х о х о д н ы й г о р и з о н т а л ь н ы й г а з о в ы й д в и г а т е л ь б о л ь ш о й м о щ н о с т и ДТ-16

Тихоходные горизонтальные газовые двигатели большой мощности применялись еще в дореволюционной России и нашли достаточно широкое распространение

в металлургической промышленности.

Эти двигатели осуществляли привод доменных воздуходувок, генераторов электрического тока и прокатных станков (Енакиевский завод).

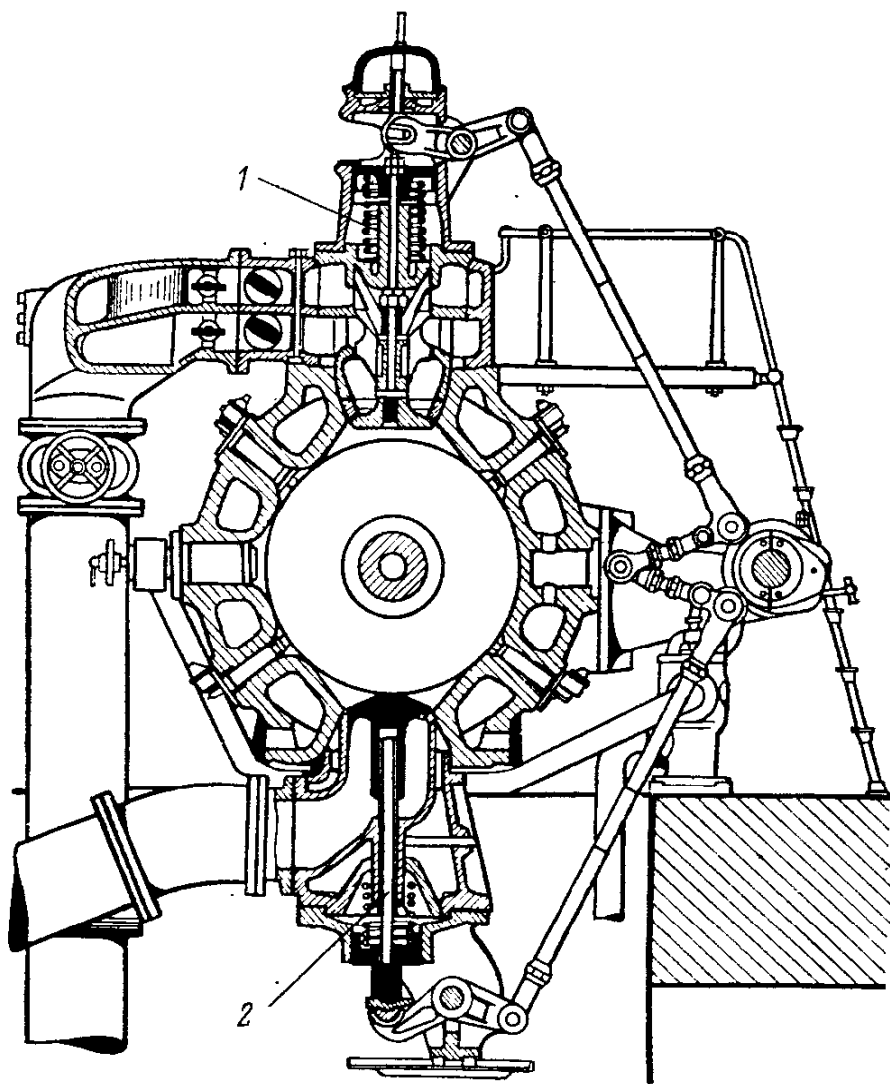
В качестве топлива для газовых двигателей служил доменный газ, получаемый как побочный продукт доменного производства. Это обстоятельство представляло достаточные производственные и экономические выгоды.



Фиг. 31. Продольный разрез газового двигателя ДТ-16.

Тихоходные газовые двигатели большой мощности развивались как четырехтактные двигатели двойного действия (тандем) и сдвоенные (тандем), при этом использовался опыт строительства мощных паровых машин.

В настоящее время мощность в одном цилиндре двигателя двойного действия составляет $2500 \div 3000$ л. с. Это позволяет осуществить агрегат в виде тандем-машины мощностью 5—6 тыс. л. с., а



Фиг. 32. Поперечный разрез газового двигателя ДТ-16.

при сдвоенном тандем — до 12 тыс. л. с. Такая мощность достигается значительным диаметром цилиндра до 1500 мм, ходом поршня до 1600 мм (при длине цилиндра 4000 мм) и введением продувки и дозарядки.

Среднее индикаторное давление при этом достигает 6 кг/см^2 , а средняя скорость поршня — до 5 м/сек при числе оборотов до 100 об/мин., что является предельным, поскольку вес возвратно-поступательно движущихся частей при этом составляет значительную величину.

На фиг. 31 приведен продольный и на фиг. 32 — поперечный разрезы газового двигателя ДТ-16.

Характеристика двигателя:

Мощность двигателя в л. с.	3860
Число оборотов в мин.	94
Диаметр цилиндра в мм	1600
Ход поршня в мм	1600
Средняя скорость поршня в м/сек	5
Расход тепла в ккал/э. л. с. ч.	2000
Механический к. п. д. двигателя в %	87
Вес двигателя в т	730
Удельный вес двигателя в кг/э. л. с.	190

Основными узлами газового двигателя являются: коренная рама 13, цилиндры 3 и 6, соединительные рамы 5 (фонари), цилиндрические крышки 2 и 8, сальники 1, поршни 4 и 7, крейцкопф 9, шатун 10, коренной вал 12, маховик 11.

К специальным деталям двигателя относятся: внешние распределительные органы, органы регулирования, впускной и выпускной клапаны 1 и 2 (фиг. 32), пусковые приборы, зажигание и устройство для продувки и зарядки.

В дополнительное и вспомогательное оборудование входят: система охлаждения с водопроводом и фильтрами, резервуары сжатого воздуха, выпускная система, масляные насосы и аккумуляторные батареи с умформерами для зажигания.

В связи с развитием электропромышленности и ростом производительности доменных печей газовые двигатели большой мощности, несмотря на свою экономичность, стали вытесняться паровыми турбинами. Производство газовых двигателей большой мощности в СССР было прекращено в 1926 году, однако на ряде предприятий газовые двигатели старой постройки еще продолжают работать. В целом, тихоходные газовые двигатели в настоящее время представляют лишь исторический интерес.

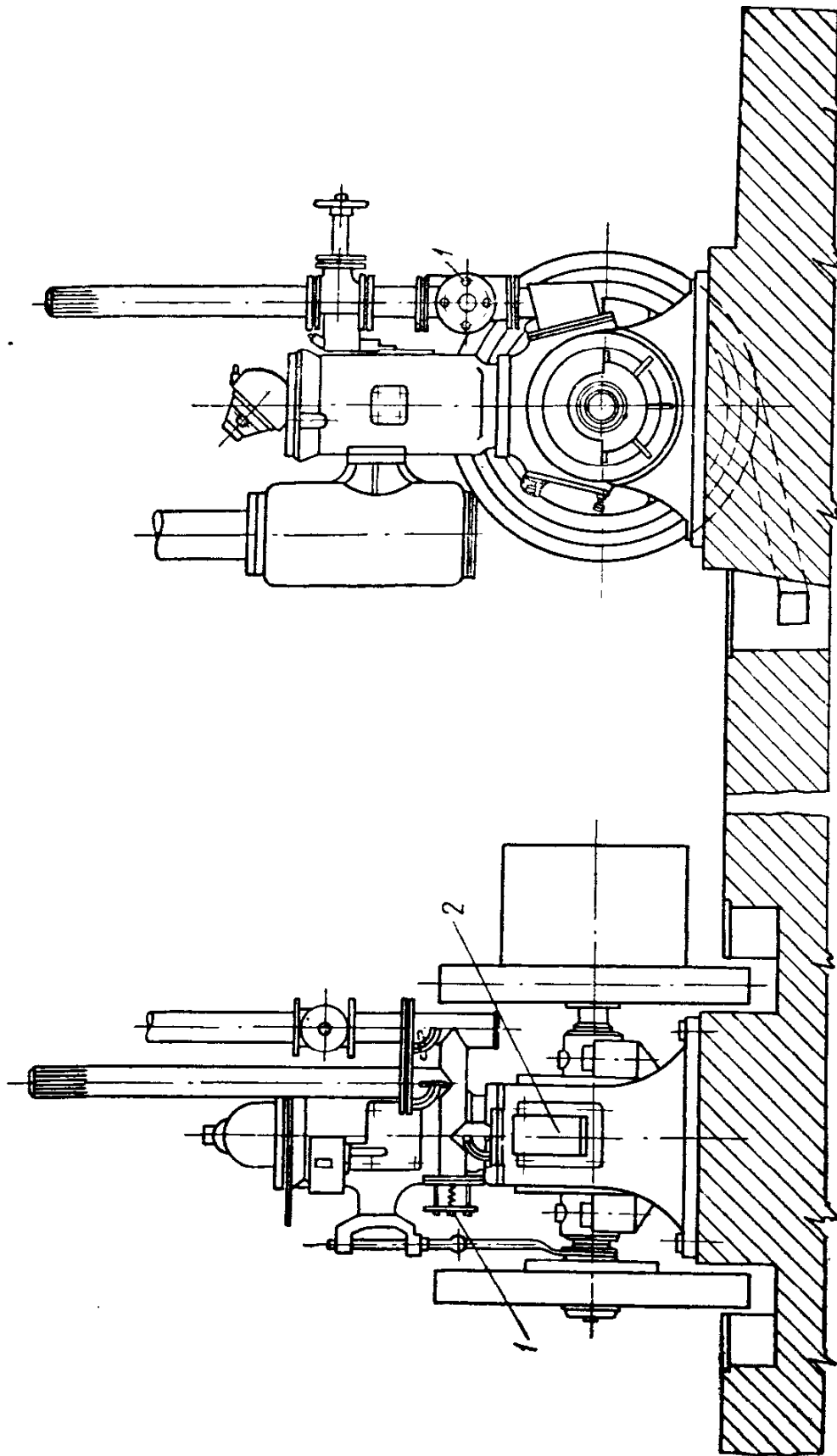
11. Двухтактные газовые двигатели с искровым зажиганием

Д в и г а т е л ь ДВ-35

Газовый двигатель ДВ-35 создан на базе двухтактного калоризаторного двигателя ДВ-35 мощностью 35 л. с. с кривошипнокамерной продувкой (завода имени Дзержинского). Общий вид этого двигателя, переведенного на газ, представлен на фиг. 33.

При переводе этого двигателя на газовое топливо потребовались следующие дополнительные детали: смеситель с качественной и количественной регулировкой газозоудшной смеси 1; предохранительный клапан 2, на случай вспышки смеси в кривошипной камере; калоризатор меньшего объема — для обеспечения необходимой температуры при работе на газе и в целях надежного воспламенения газозоудшной смеси в камере сжатия двигателя.

Приготовление газозоудшной смеси происходит в смесителе и в кривошипной камере; продувка цилиндра производится газозоудшной смесью; воспламенение рабочей смеси в цилиндре

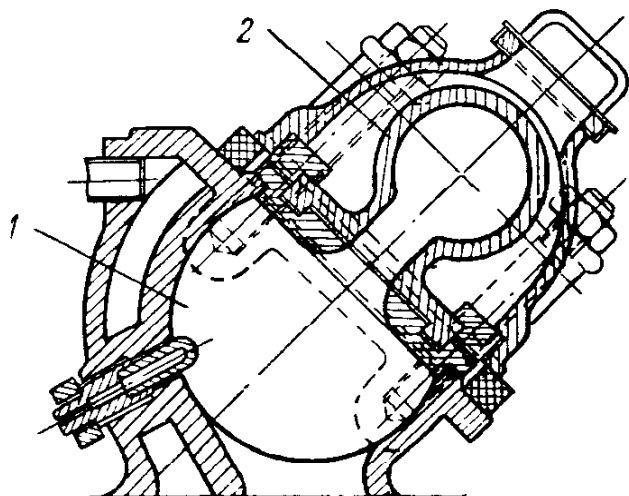


Фиг. 33. Общий вид двухтактного газового калоризаторного двигателя ДВ-35.

осуществляется калоризатором восемнадцатисильного двигателя, установленного взамен существующего. Установка калоризатора на двигателе приведена на фиг. 34.

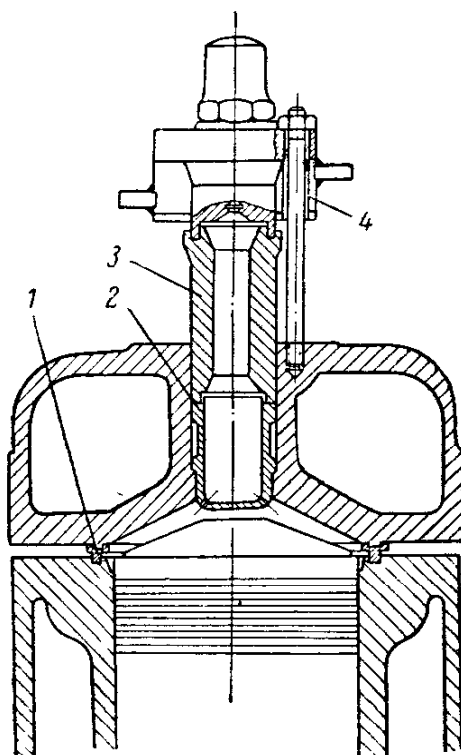
Наряду с воспламенением газовой смеси от раскаленного источника, в двигателях этого типа применяется также способ электрического зажигания и воспламенения от присадки жидкого запального топлива.

В МВТУ [11] была произведена работа по использованию в качестве калоризатора раскаленной стенки предкамеры (фиг. 35) при испытании двигателя типа Супер-Скандия по предложению С. Е. Лебедева. Основной вывод из этой работы состоит в том, что калоризатор в форме предкамеры не требует никакой регулировки температур его стенок,



Фиг. 34. Установка калоризаторов на двигателе:

1 — камера сжатия; 2 — калоризатор.



Фиг. 35. Предкамера, используемая в качестве калоризатора:

1 — дополнительная прокладка; 2 — предкамера; 3 — дополнительный стакан; 4 — водяное охлаждение.

чем облегчает эксплуатацию двигателей и дает возможность создавать многоцилиндровые калоризаторные двигатели.

Д в и г а т е л ь ГД-18/20

Саратовским механическим заводом осуществлен перевод на газ двухтактных нефтяных калоризаторных двигателей 1ГД-18/20 мощностью на нефти в 22 л. с. и 2ГД-18/20 мощностью на нефти в 42 л. с. [14].

Эти двигатели, переведенные на газ, получили маркировку 1ГД-18/20-15 и 2ГД-18/20-30. Подача газа и воздуха в цилиндры двигателя осуществляется отдельно, при помощи пульсационного устройства.

Характеристика двигателей:

	1ГД-18/20-15	2ГД-18/20-30
Номинальная мощность в л. с.	15	30
Число оборотов в мин.	620	620
Число цилиндров	1	2
Диаметр цилиндра в мм	180	180
Ход поршня в мм	200	200
Средняя скорость поршня в м/сек . .	4,13	4,13
Степень сжатия	7—7,7	—
Давление сжатия в кг/см ²	12	—
Давление вспышки в кг/см ²	30	—
Удельный расход топлива в кг/э. л. с. ч. .	антрацит 0,65	0,80
Степень неравномерности	1/40	1/60
Направление вращения (со стороны маховика)	левое	левое
Способ пуска	ручной	ручной
Сухой вес двигателя с маховиком в кг .	~ 720	~ 1300
Габаритные размеры:		
длина в мм	1175	1700
ширина в мм	1000	950
высота в мм	1220	1270

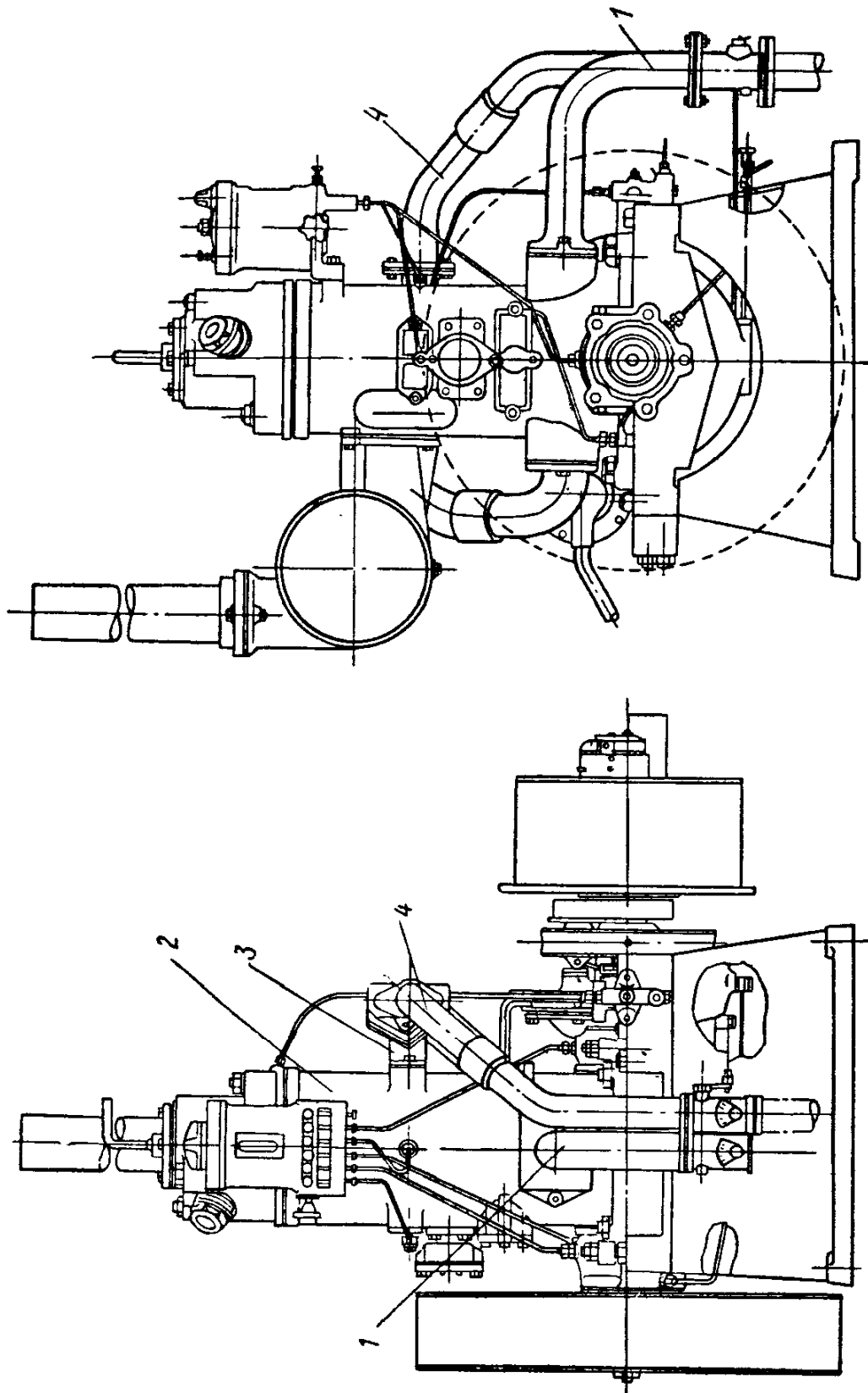
Двигатели предназначены для привода электрогенераторов и других механизмов при помощи полужесткой муфты или ременной передачи.

На фиг. 36 изображен общий вид двигателя 1ГД-18/20-15.

На фиг. 37 приведена схема работы двигателя ГД-18/20 с кривошипно-камерной продувкой, с отдельной подачей газа и воздуха при помощи пульсационного устройства.

При движении поршня *1* из н. м. т. к в. м. т. до момента закрытия выпускных окон (на схеме не указаны) в цилиндре протекает процесс продувки. Вследствие создающегося при этом в картере разрежения, через клапан *4* поступает воздух, а через клапан *2* в пульсационный канал *3* — генераторный газ. Объем канала *3* устанавливается несколько большим, чем объем поступающего газа, благодаря чему этот газ в картер двигателя не попадает.

После воспламенения смеси в цилиндре поршень совершает движение от в. м. т. к н. м. т. и сжимает имеющийся в картере воздух, который в свою очередь поджимает газ, находящийся в пульсационном канале *3*. В конце рабочего хода поршень, открывая выпускные, а затем продувочные окна, дает возможность воздуху из картера поступать в цилиндр двигателя через канал *5* и таким образом осуществлять продувку и зарядку цилиндра. Одновременно из канала *3* в цилиндр двигателя поступает генераторный газ. По окончании продувки и зарядки цилиндра происходит сжатие смеси и воспламенение при помощи электрической искры.



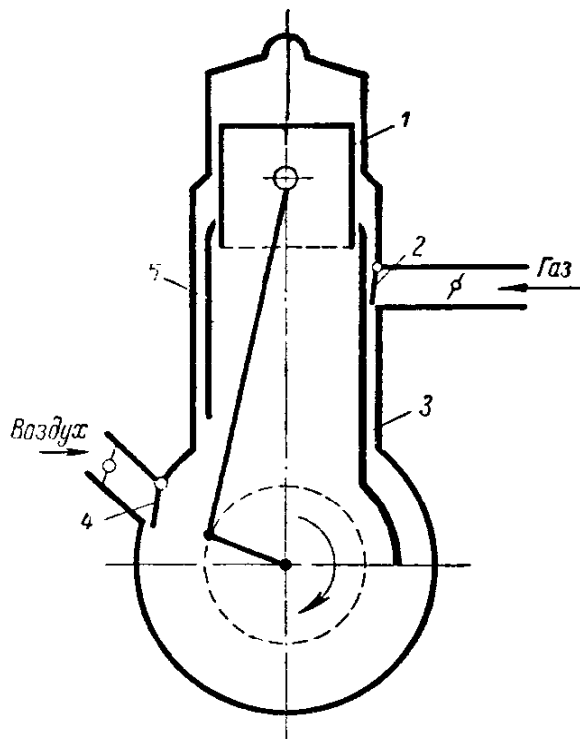
Фиг. 36. Общий вид двигателя IGD-18/20—15.

1 — воздушная труба; 2 — двигатель; 3 — пульсатор; 4 — газовая труба.

Исследования пульсационного метода, проведенные Саратовским заводом и ВНИИМЭС, дали положительные результаты.

Основными узлами двигателя являются: картерная рама, коленчатый вал с маховиком и подшипниками, цилиндры, шатуны, головки со свечой и зажиганием, нефтяной насос с форсункой, топливный бачок пускового топлива, глушитель, водяной насос, пульсационное приспособление с корпусом дроссельных заслонок автоматической и ручной регулировки и система электрического зажигания.

Картерная рама литая, чугунная, служит для монтажа узлов двигателя и является в то же время продувочной камерой, где воздух сжимается до 0,2—0,25 *ата*.



Фиг. 37. Схема работы двигателя ГД-18/20 с кривошипно-камерной продувкой, с отдельной подачей газа и воздуха.

На картерной раме двигателя монтируются: коленчатый вал с маховиком, цилиндры, топливные насосы и на отдельном кронштейне — магнето.

Коленчатый вал двигателя — цельнокованный из мартеновской стали 45. На одном конце вала жестко закреплен маховик, а на другом размещены: у двигателя 1ГД-18/20-15 — кулачковая муфта, регулятор и муфта генератора или шкив; у двигателя 2ГД-18/20-30 — эксцентрик для привода водяного насоса, корпус регулятора, кулачковая шайба для привода пусковых насосов, подшипник типа 313, служащий опорой для натяжения ремня шкива, и, наконец, шкив или соединительная муфта. Вкладыши подшипников залиты баббитом БН. Укладка коленчатых валов в подшипники произ-

водится с отдельными зазорами 0,12 ÷ 0,20 *мм*, долевой разбег вала 0,20 ÷ 0,30 *мм*.

Цилиндры двигателя индивидуальные, изготовлены из серого чугуна СЧ-18-36 и крепятся нижним основанием к картерной раме. Цилиндр имеет рубашку водяного охлаждения. Часть рубашечного пространства цилиндра, от нижней кромки рабочей поверхности до продувочных окон, представляет воздушный канал, по которому поступает продувочный воздух из кривошипной камеры.

Поршень литой из чугуна СЧ-18-36. Днище поршня имеет вид усеченного конуса, в центре которого предусмотрено отверстие с резьбой под ручку для выемки поршня. На поршне установлены четыре чугунных компрессионных кольца и одно маслосбрасывающее. Поршневой палец изготовлен из стали 20Х и закрепляется в бобышках стопорными болтами. В торце пальца монтируется алюминиевый маслоуловитель.

Шатуны стальные двутаврового сечения. Нижняя головка шатуна отъемная. Вкладыши головки стальные и залиты баббитом БН. Смазка верхней головки шатуна осуществляется через два маслоуловителя, расположенные с торцов поршневого пальца.

В головке двигателя размещается специальный запальник небольшого размера. При пуске двигателя запальник разогревается, вставляется в отверстие головки и закрепляется полой резьбовой втулкой.

Запальник и форсунка установлены в головке под углом в 20° по отношению к горизонтали. Запальник имеет штифт холостого хода и малых нагрузок.

Регулятор двигателя центробежного типа с грузиками-станканчиками и тягами к дроссельным заслонкам воздуха и газа. Число оборотов двигателя при работе на холостом ходу может дойти до 700 об/мин., а при перегрузке на 110% — до 590 об/мин.

Ход перемещения муфты на валу 18—20 мм.

Топливные насосы индивидуальные, устанавливаются на каждый цилиндр двигателя и служат для начального пуска двигателя.

Насосы первого и второго цилиндров различны. Насос первого цилиндра имеет правый подъем ролика, а насос второго — левый.

При переводе на газ топливные насосы выключаются ручной блокировкой.

Смазка двигателя обеспечивается пневматическим лубрикато-ром. Лубрикатор у двигателя 2ГД-18/20-30 подает смазку к мотылевым подшипникам, поршневым пальцам и цилиндрам, а у двигателя 1ГД-18/20-15 — к двум коренным подшипникам, мотылевому подшипнику, поршневому пальцу и цилиндру.

Коренные подшипники у двигателя 2ГД-18/20-30 имеют кольцевую смазку.

Охлаждение двигателей производится водой, подаваемой из водопровода или расходного бака.

Для обеспечения циркуляции воды на двигателе 1ГД-18/20-15 устанавливается насос центробежного типа, а на двигателе 2ГД-18/20-30 — поршневого.

Газосмесительное устройство двигателей состоит из литого чугу-ного смесителя. Качественная и количественная регулировка его осуществляется четырьмя дроссельными заслонками. Две верхние заслонки — газовая и воздушная связаны муфтой регулятора для количественной автоматической регулировки, а две нижние — газо-вая и воздушная — имеют самостоятельные оси и предназначены для качественной ручной регулировки.

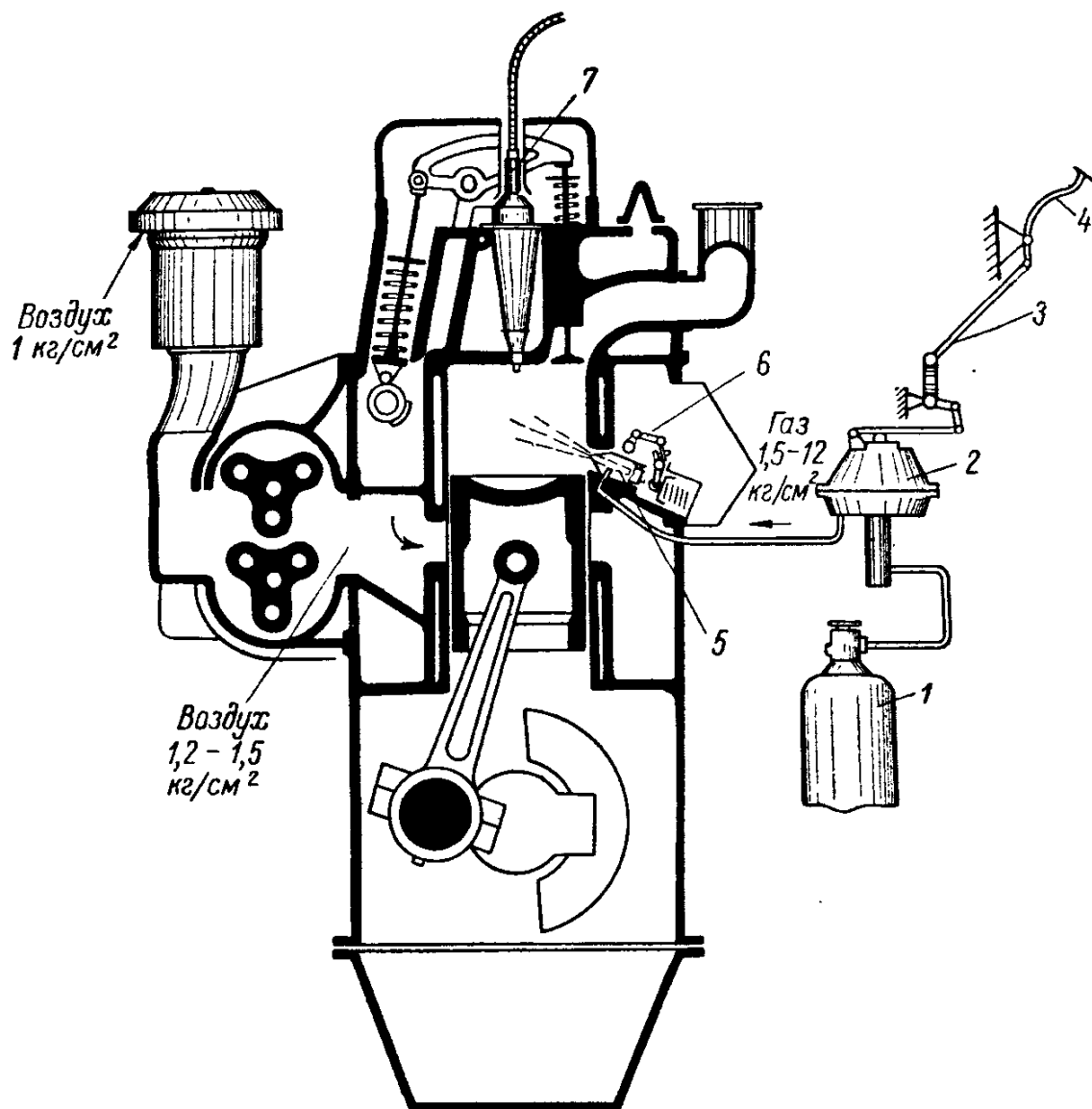
Электрооборудование двигателя состоит из магнето высокого напряжения и запальных свечей автомобильного типа МН-12/10.

У двигателя с электрогенератором магнето устанавливается на крышке возбуждителя, а у двигателей без электрогенератора — смонтировано на специальном кронштейне, установленном на раме со стороны шкива.

Газовый двигатель на базе ЯАЗ-204

В результате творческого содружества автомобильной лаборатории машиноведения Академии наук СССР и Ярославского автозавода, на базе двигателя ЯАЗ-204 создан, с минимумом переделок для баллонного газа, газовый быстроходный двухтактный двигатель с воспламенением топлива от электрической искры [15].

На фиг. 38 изображена схема устройства газового двигателя и системы его питания.



Фиг. 38. Схема газового двигателя на базе ЯАЗ-204 и системы его питания.

Сжатый до 20 *ата* газ из баллона 1 поступает к газовому редуктору-регулятору 2, где давление газа снижается до 1,5—1,2 *кг/см²*. Под этим давлением газ поступает к клапанам 5, установленным непосредственно у цилиндров двигателя.

Управляются клапаны кулачками, расположенными на газораспределительном валу 6. Газораспределительным валом является видоизмененный балансирующий вал двигателя ЯАЗ-204. На месте топливной форсунки устанавливается свеча зажигания 7. Степень понижения давления газа регулируется водителем при помощи педали 4 и системы тяг 3.

В газовом двигателе продувка и зарядка цилиндров воздухом происходят так же, как и в базовом двигателе ЯАЗ-204.

Вдувание газа в цилиндр двигателя соответствует 40—45° поворота коленчатого вала по ходу сжатия, остальную часть хода клапан закрыт, а газоздушная смесь сжимается идущим вверх поршнем.

При приближении поршня к в. м. т. газоздушная смесь поджигается электрической искрой. Отличие деталей газового двигателя от деталей двигателя ЯАЗ-204 состоит в следующем:

1) форма отливки цилиндров для размещения впускной системы незначительно изменена. Габариты блока остались неизменными;

2) форма днища поршней, при той же технологии обработки, также незначительно изменена;

3) установлен газораспределительный вал вместо балансирующего вала, отличающийся наличием кулачков и большим количеством опор.

При неизменной конструкции головки блока для газового варианта создается новая камера сгорания в виде полусферы в днище поршня, с установкой вместо форсунки оригинальной свечи зажигания в центре плоской части камеры. В связи с этим степень сжатия двигателя снижается до 9.

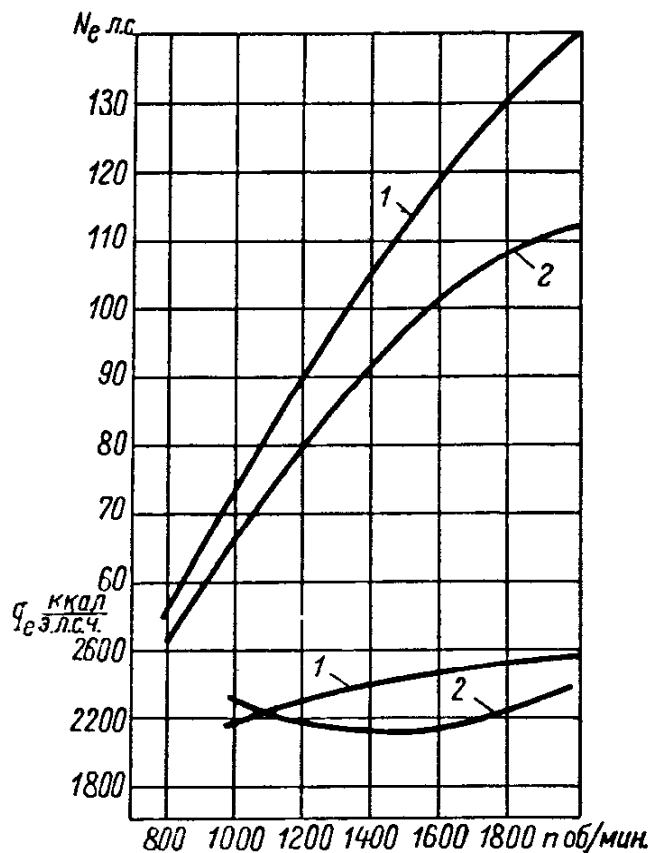
Отличительной особенностью двигателя является подача газа в среднюю часть цилиндров, через индивидуальные газовые клапаны. Во время сгорания и первой части периода расширения газовые клапаны отделены от камеры сгорания поршнем.

На фиг. 39 приведены внешние характеристики двигателя ЯАЗ-204 при работе на газе и жидком топливе.

Максимальная мощность при 2000 об/мин. газового двигателя равняется 141 л. с., в то время когда мощность стандартного двигателя составляет 112 л. с.

Максимальный крутящий момент составлял соответственно 54 и 48 кгм. Среднее эффективное давление 7,25 и 6,48 кг/см².

Минимальный удельный расход топлива по внешней характеристике у стандартного двигателя ЯАЗ-204 равен 205 г/л. с. ч. при 1500 об/мин., что эквивалентно расходу тепла ~2120 ккал/л. с. ч., а у газового двигателя, при том же числе оборотов, расход тепла оказался равным 2420 ккал/л. с. ч.



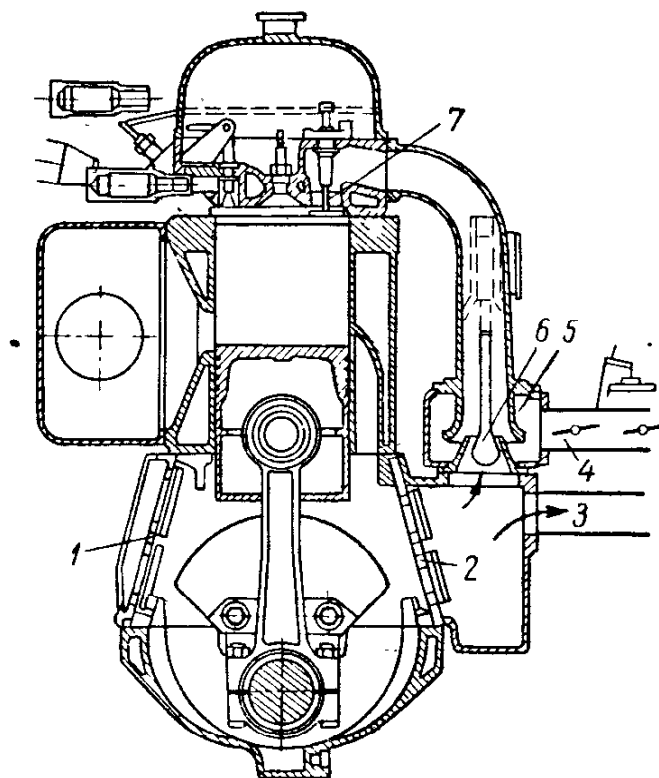
Фиг. 39. Внешние характеристики двигателя ЯАЗ-204:

1 — при работе на газе 2 — при работе на стандартном топливе.

Двигатель с прямоточной продувкой и автоматическим клапаном

На фиг. 40 приведена схема двухтактного газового двигателя с прямоточной продувкой и автоматическим клапаном. Чтобы приспособить двигатель для работы по этой схеме на газе необходимо:

- 1) существующие продувочные окна и клапаны заделать;
- 2) цилиндрическую крышку заменить новой и на ней смонтировать



Фиг. 40. Схема двухтактного газового двигателя с прямоточной продувкой и автоматическим клапаном.

автоматический впускной клапан, электрическую запальную свечу и форсунку;

3) установить прибор электрического зажигания;

4) на корпусе картера установить обратный клапан, через который воздух, сжатый в картере, подается в особую распределительную камеру сжатого воздуха, откуда часть его поступает в газогенератор, а часть — в смеситель.

Работа установки протекает следующим образом. При ходе поршня вверх в кривошипную камеру, играющую роль воздушного насоса, воздух поступает через автоматический клапан 1; при ходе поршня вниз воздух в камере сжимается и выпускается через обратный клапан 2 в распределительную камеру сжатого воздуха.

Часть сжатого воздуха по трубопроводу 3 подается в газогенератор для газификации. Вся газогенераторная установка герметична и находится под избыточным давлением, превышающим $0,1 \text{ кг/см}^2$.

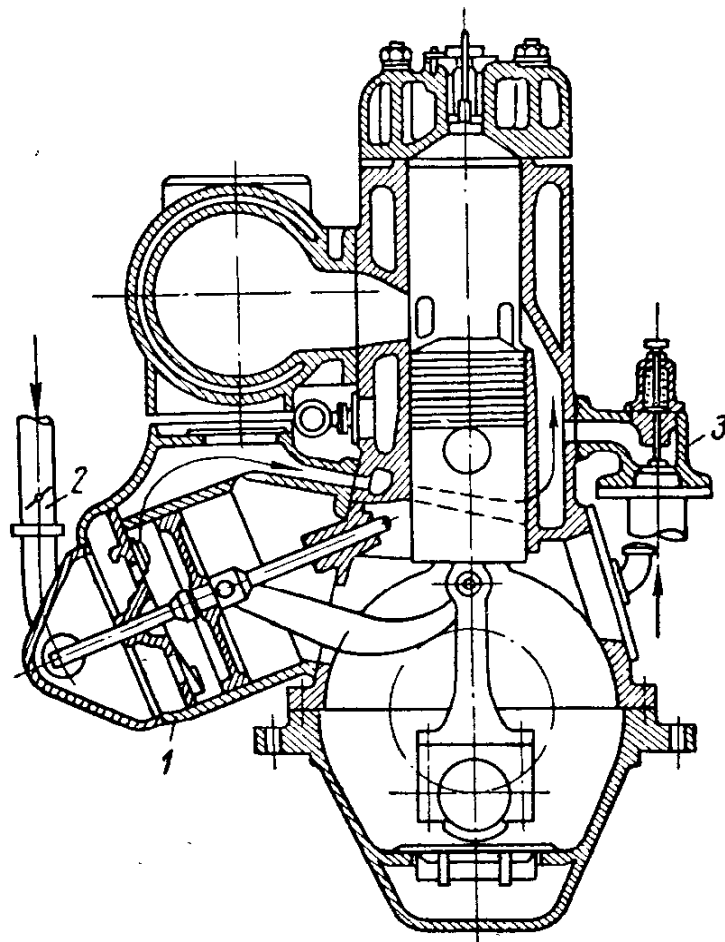
Генераторный газ проходит в смесительную камеру 5 через газовую заслонку 4, которая регулирует количество подаваемого газа. Воздух в смесительную камеру поступает через шаровой регулируемый клапан 6. При ходе поршня вниз в рабочем цилиндре открываются выпускные окна, и давление в нем падает. Автоматический клапан 7, находящийся под избыточным давлением, открывается, и газоздушная смесь начинает поступать в цилиндры, вынуждая отработавшие газы уходить через окна. Этим создается прямоточная продувка. Одновременно с продувкой производится наполнение рабочего цилиндра свежей газовой смесью. Мощность двигателя при переводе на генераторный газ по этому способу остается примерно такой же, как и при работе на жидком топливе. Наибольшее давление, создаваемое в кривошипной камере, достигает $1,16 \text{ кг/см}^2$.

Двигатель с поршневым продувочным насосом

На фиг. 41 приведена схема двухтактного газового двигателя с поршневым воздушным продувочным насосом.

Газ подсасывается продувочным насосом 1 через газопроводную трубу 2, а воздух поступает в продувочные окна через клапан 3, расположенный рядом с окнами. Поступление газа и продувочного воздуха в двигатель осуществляется через дроссельные заслонки, при этом дроссельная заслонка воздуха устанавливается вручную, а дроссель газа связывается жесткой тягой с регулятором.

В цилиндрической крышке вместо предкамеры установлена вставка для запальной свечи. При величине среднего эффективного давления $P_e = 3,75 \text{ кг/см}^2$ удельный расход тепла двигателя составляет 2800 — 3000 ккал/л. с. ч.



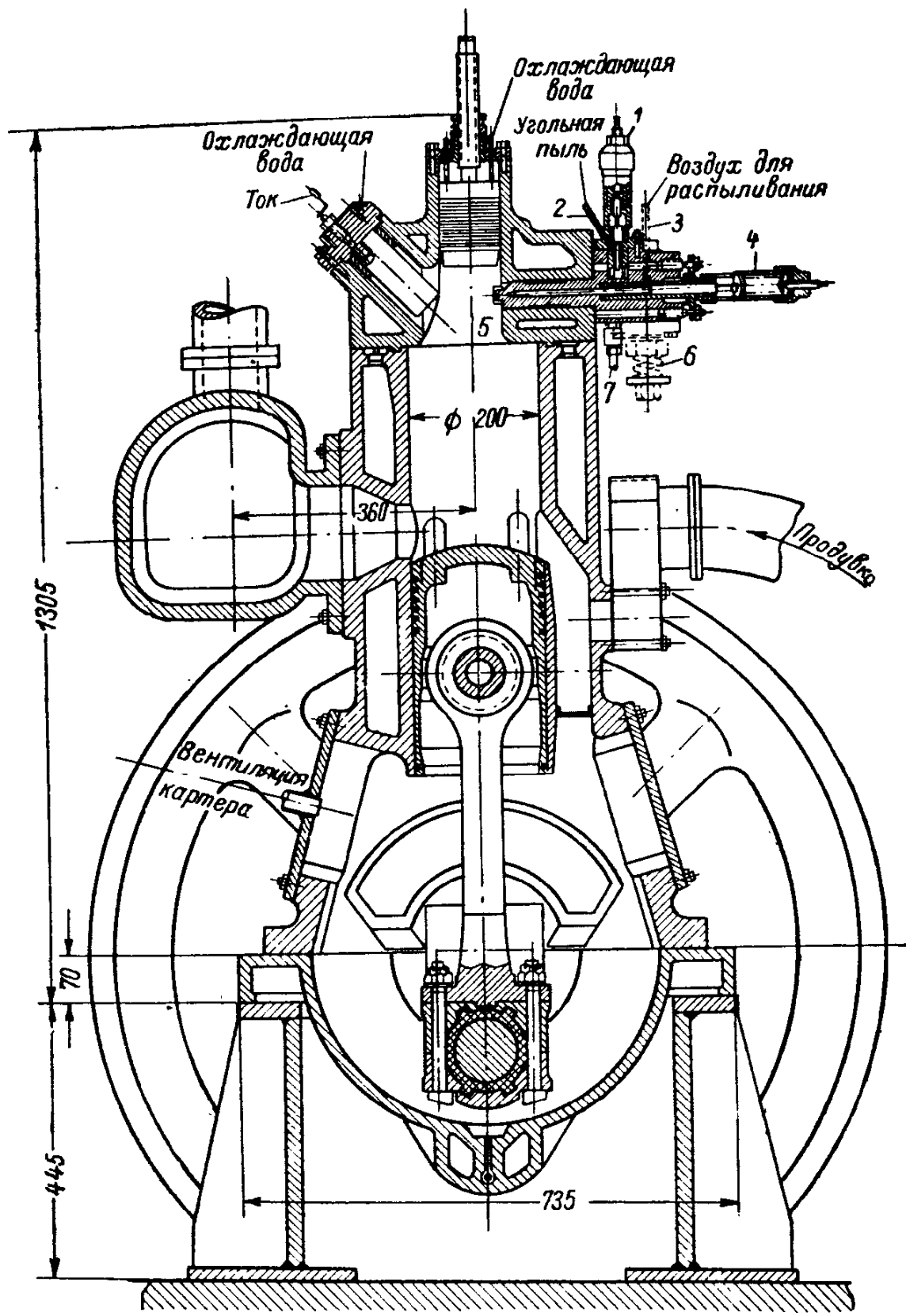
Фиг. 41. Схема двухтактного газового двигателя с поршневым воздушным насосом.

Двигатель с переменной степенью сжатия для мазута, газа и угольной пыли

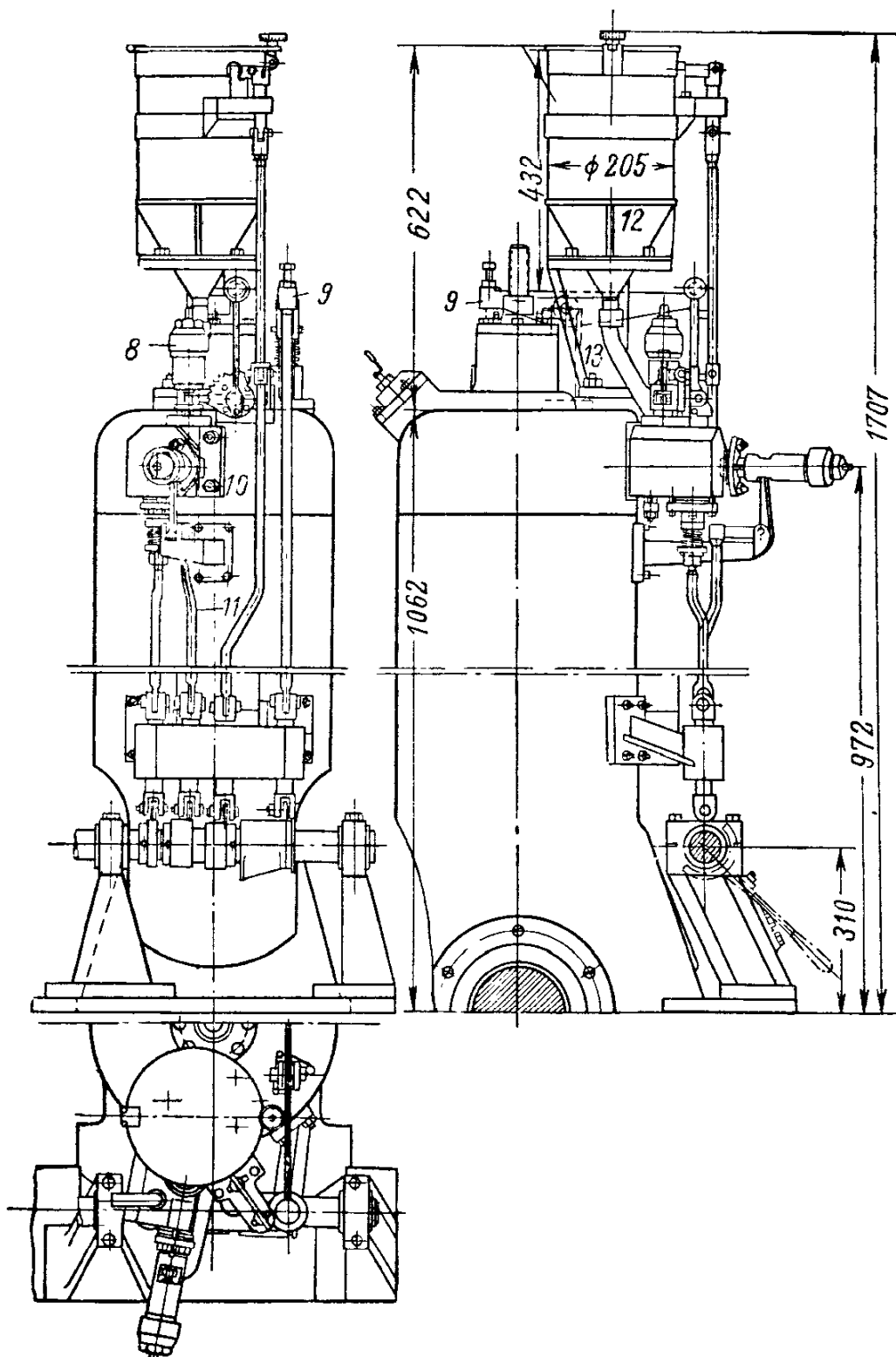
Железнодорожный транспорт расходует на свои нужды около 30% топлива, добываемого в стране, причем 85% этого топлива расходуют локомотивы. Поэтому рационализация рабочих процессов локомотивов и создание наиболее экономичных тепловозов с универсальным двигателем представляет важную народнохозяйственную проблему.

В связи с изложенным, представляет интерес и является перспективной проведенная в НИИЖТ работа по испытанию двухтактного двигателя со щелевой продувкой и переменной степенью сжатия, приспособленного для работы на мазуте, газе и угольной пыли.

Поперечный разрез этого двигателя приведен на фиг. 42, а вид со стороны распределения — на фиг. 43.



Фиг. 42. Поперечный разрез универсального двигателя с переменной степенью сжатия.



Фиг. 43. Универсальный двигатель с переменной степенью сжатия (вид со стороны распределения).

Работа двигателя, в зависимости от рода применяемого топлива, осуществляется по-разному.

При работе на мазуте последний подается насосом к клапану 4 через штуцер 6 и далее в канал 5, распыляясь сжатым воздухом, поступающим по трубе 3. Попадая на запальник, состоящий из тела накаливания и теплового контакта, распыленный мазут частично сгорает, что приводит к повышению давления и температуры в цилиндре.

После воспламенения топлива через клапан 9 и трубку 7 подается дополнительная порция воздуха под давлением, кислород которого окисляет продукты, оставшиеся от неполного горения. Благодаря такой организации рабочего процесса давление в цилиндре является постоянным.

При работе двигателя на угольной пыли нефтяной насос выключается, а включаются пылеугольные клапаны 8 и 4, управляемые рычагами 10 и 11.

Пыль по трубам 13 и 2 из бункера 12 ссыпается через игольчатый клапан 1 в пылевую камеру клапана 4 в период начала сжатия, причем клапан 4 в этот период удерживается закрытым. После закрытия клапана 1, примерно на середине хода сжатия, открывается клапан 4, и угольная пыль подвергается предварительной подготовке к горению путем воздействия на нее сжатого нагретого воздуха.

При подходе поршня к в. м. т. угольная пыль выдувается из камеры на комбинированный запальник. Наддув двигателя осуществляется через клапан 9, степень наддува регулируется перемещением кулачка с косым выступом.

В случае работы двигателя на газообразном топливе нефтяной насос и клапан 8 отключаются. Газ под давлением подается по трубе 3 в начале хода сжатия, а количество его регулируется клапаном 4, управляемым рычагом 11 и кулачком с косым выступом.

Рабочая смесь воспламеняется искровой частью комбинированного запальника.

В случае прямоточной продувки газ может подаваться через продувочные клапаны, а количество его регулируется с помощью заслонок так же, как в обычных газовых двигателях.

Для изменения объема камеры сгорания, в случае работы на различных сортах топлива, в верхней части цилиндрической головки двигателя установлен специальный небольшой поршень.

Наддув в двигателе происходит при трогании с места, разгоне состава и на перегонах, в зависимости от характера профиля пути.

В период работы двигателя на малых оборотах процесс горения осуществляется при пониженном давлении сжатия, а при работе на повышенных оборотах, благодаря уменьшению объема камеры сгорания, давление сжатия повышается до 32 *атм*.

Пуск двигателя производится сжатым воздухом.

12. Четырехтактные газовые двигатели с воспламенением смеси от жидкого запального топлива (газожидкостные)

Двигатели Д6-ГД.

Газожидкостные двигатели типа Д6-ГД выпускаются на базе двигателей с самовоспламенением Д-6 [16] в двух модификациях ЗД6-ГД и 1Д6-ГД.

Газожидкостный двигатель ЗД6-ГД для речных газоходов, оборудованных газогенераторными установками, создан на базе распространенного на речном флоте отечественного четырехтактного бескомпрессорного двигателя с самовоспламенением ЗД6.

Характеристика двигателя следующая:

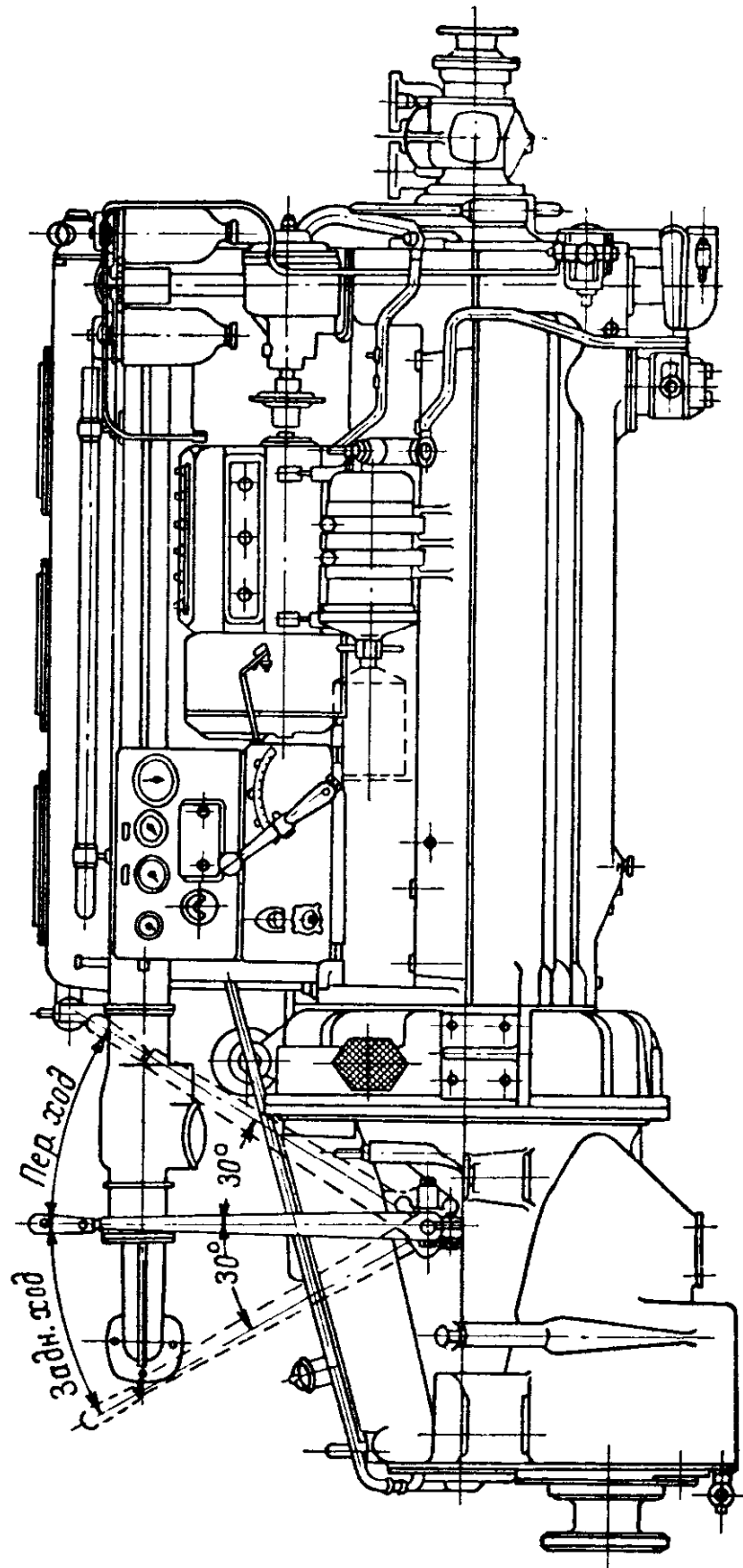
Тип двигателя	четырехтактный, бескомпрессорный, быстроходный, работающий по газожидкостному циклу
Эффективная мощность двигателя в л. с.	120
Число оборотов в мин.	1500
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра в мм	150
Ход поршня в мм	180
Рабочий объем всех цилиндров в л	19,1
Степень сжатия	14—15
Средняя скорость поршня в м/сек	9
Давление вспышки в кг/см ²	не выше 40
Удельный расход жидкого топлива при работе по газожидкостному циклу в г/л. с. ч.	35—40
Максимальный крутящий момент двигателя при 1000—1200 об/мин. в кгм	60—65
Сухой вес двигателя (с алюминиевым картером) в кг	1600
Габариты:	
длина в мм	2462
ширина (без воздухосмесителя) в мм	985
высота в мм	1162,5

На фиг. 44 приведен общий вид двигателя ЗД6-ГД со стороны поста управления.

Картер двигателя изготовлен из алюминиевого сплава и состоит из двух частей — верхней и нижней. В перегородках верхней несущей части картера расположены семь гнезд для рамовых подшипников коленчатого вала с разъемными вкладышами, залитыми свинцовистой бронзой.

По сторонам верхнего картера устанавливаются: масляный фильтр, электрогенератор и стартер.

Коленчатый вал двигателя из хромоникельвольфрамовой стали с шестью коленами, расположенными в трех плоскостях под углом 120° друг к другу. Шейки вала полые и закрыты заглушками, стянутыми болтами,



Фиг. 44. Общий вид двигателя ЗД6-ГД со стороны поста управления.

На конец последней рамовой шейки вала напрессован стальной фланец, на который болтами крепится маховик с делениями в градусах для регулирования двигателя.

На ободе маховика установлен зубчатый венец для пуска двигателя стартером.

Шатуны двигателя изготовлены из хромоникельвольфрамовой стали двутаврового сечения, с запрессованной в верхнюю головку патрубка бронзовой втулкой. Нижняя головка шатуна разъемная.

Поршни алюминиевого сплава — штампованные. В целях улучшения процесса смесеобразования в днище поршня делается углубление; поршневой палец полый, цементированный, полированный, с алюминиевыми заглушками.

Поршневые кольца — чугунные. Два верхних кольца — цилиндрические, остальные — конические. Рубашка цилиндра литая из чугунного сплава. Гильзы цилиндров чугунные.

Топливная система двигателя состоит из топливного насоса, топливоподкачивающей помпы, топливного фильтра и трубопроводов. Топливный насос золотникового типа с плунжерными парами, расположенными в общем корпусе.

Регулировка подачи топлива осуществляется поворотом плунжера от общей зубчатой рейки.

Максимальная величина подачи топлива определяется положением регулируемого упора рейки. Форсунки закрытого типа с семью сопловыми отверстиями.

Пуск двигателя осуществляется электростартером или дублирующей системой сжатого воздуха.

Охлаждение двигателя водяное, принудительное.

Смазка всех основных подшипников двигателя осуществляется под давлением; цилиндры, поршни, верхние головки шатунов, поршневые пальцы смазываются путем разбрызгивания. Масло подается от шестеренчатого масляного насоса под давлением 6—9 *ата*. Малый фильтр проволочно-щелевой. Регулятор двигателя всережимный, центробежного типа, механический — непосредственного действия, смонтирован в одном блоке с топливным насосом.

Приспособление двигателя для работы на газе ограничивается установкой газового трубопровода и смесителя газа на каждые два цилиндра двигателя, что, обеспечивая одинаковые условия зарядки цилиндров смесью, предотвращает возможность взрывов газовой смеси и появление так называемых «хлопков».

Эксплуатационные испытания двигателя ЗД6-ГД показали расход жидкого запального топлива $35 \div 40$ г/э. л. с. ч. или $14,7 \div 16,8\%$ от расхода при работе двигателя только на жидком топливе.

Максимальное разрежение при 100% нагрузке составляет после газогенератора 230 мм вод. ст., перед смесителем 490 мм вод. ст. и во впускном трубопроводе 680 мм вод. ст.

Удельный расход древесины с абсолютной влажностью 70,9% составлял 0,85 кг/э. л. с. ч

Двигатель 1Д6-ГД предназначен для передвижных и стационарных установок, не обеспеченных проточной водой, и отличается в основном от двигателя 3Д6-ГД наличием радиаторной установки с вентилятором и способом крепления к раме.

Сухой вес двигателя с алюминиевым картером составляет не более 1160 кг и с чугунным картером — не более 1350 кг.

Длина двигателя 1774 мм, ширина без воздухоочистителя 843 мм, высота 1105 мм.

На фиг. 45 приведен общий вид передвижной электростанции с двигателем 1Д6-ГД.

Для соединения с генератором или другим агрегатом двигатель снабжен однотипной для всех двигателей этого рода гибкой муфтой.

На фиг. 46 приведена винтовая характеристика двигателей 3Д6-ГД и 1Д6-ГД.

Двигатель 6ГСЧ-28/45

Двигатель создан на базе четырехтактного бескомпрессорного реверсивного двигателя со струйным смесеобразованием.

Характеристика двигателя следующая:

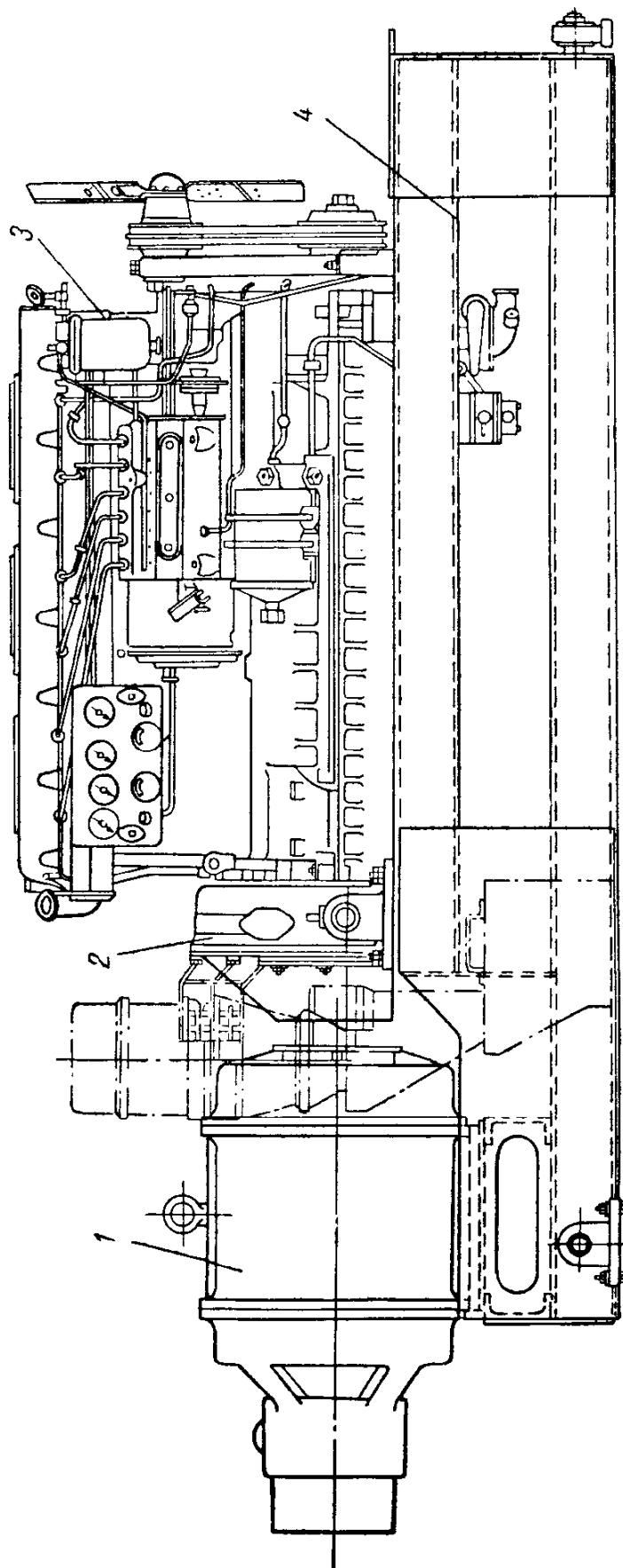
Эффективная мощность в л. с.	400
Число оборотов в мин.	400
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра в мм	285
Ход поршня в мм	450
Степень сжатия	13—13,5

Поперечный разрез двигателя приведен на фиг. 47. Двигатель имеет одну блочную отливку цилиндров и станину. Фундаментная рама чугунная. Блок картера крепится к фундаментной раме болтами. Цилиндры имеют вставные рабочие втулки с уплотнением в нижней части.

Цилиндровая крышка чугунная. В ней расположены впускной, выпускной, топливный, пусковой и предохранительный клапаны.

Поршень двигателя чугунный, без охлаждения; имеет четыре компрессорных и два маслосъемных поршневых кольца, днище поршня вогнутое. Для работы двигателя на газе в предкамеру вставлена форсунка, закрывающая канал, соединяющий предкамеру с цилиндром двигателя. В связи с указанным, подача жидкого запального топлива осуществляется непосредственно в цилиндр двигателя, причем объем предкамеры исключается из общего объема камеры сгорания. Для сохранения необходимого объема камеры сгорания между крышкой цилиндра и рабочей втулкой вставлено промежуточное кольцо высотой 9 мм.

Поршневой палец плавающего типа удерживается в бобышках поршня распорными пружинами.



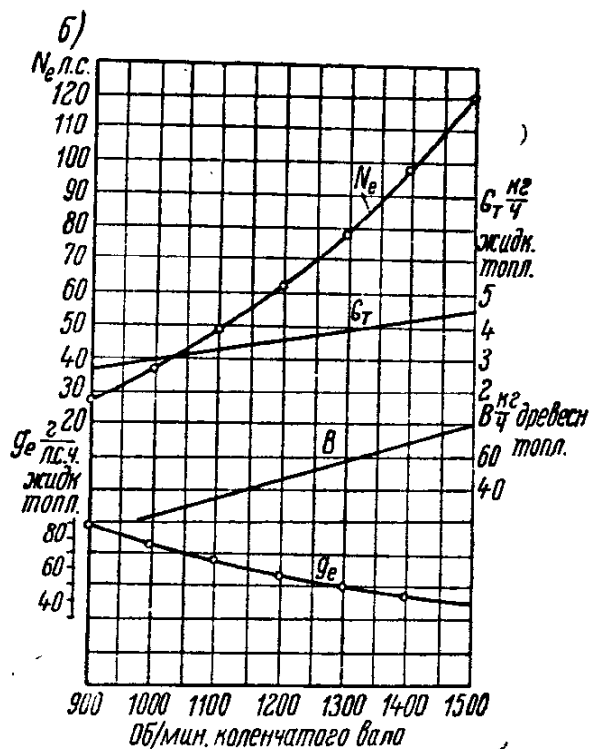
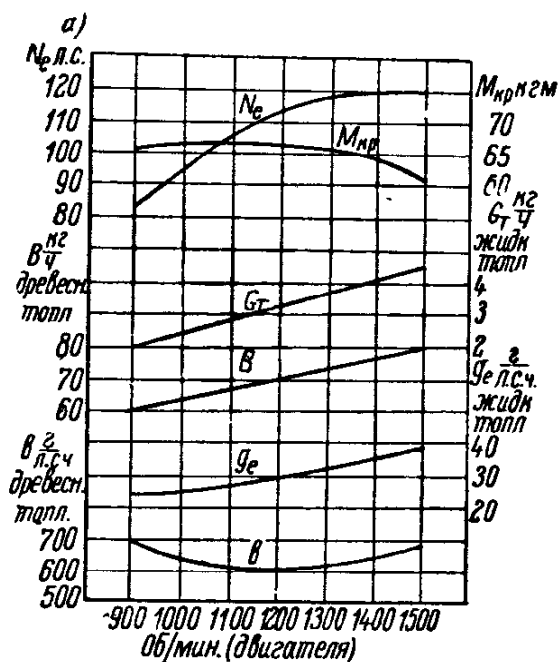
Фиг. 45. Общий вид передвижной электростанции с двигателем 1Д6-ГД:
1 — электрогенератор; 2 — муфта сцепления; 3 — двигатель; 4 — рама.

Шатун — круглого сечения с внутренним каналом для подачи смазки к верхней головке шатуна. Мотылевый подшипник состоит из двух стальных вкладышей, залитых баббитом Б-83.

Коленчатый вал цельнокованный со сверлениями для подвода смазки от роликовых подшипников к мотылевым.

Угол между коленами 120° . Со стороны маховика на коленчатом валу укреплен ведущая распределительная шестерня, а на противоположном конце — шестерня для привода масляных насосов.

Маховик двигателя чугунный, цельный, дискового типа. Газораспределение двигателя состоит из впускных и выпускных клапанов и приводного распределительного механизма.



Фиг. 46. Характеристики двигателей ЗД6-ГД и 1Д6-ГД:

а) внешняя; б) винтовая.

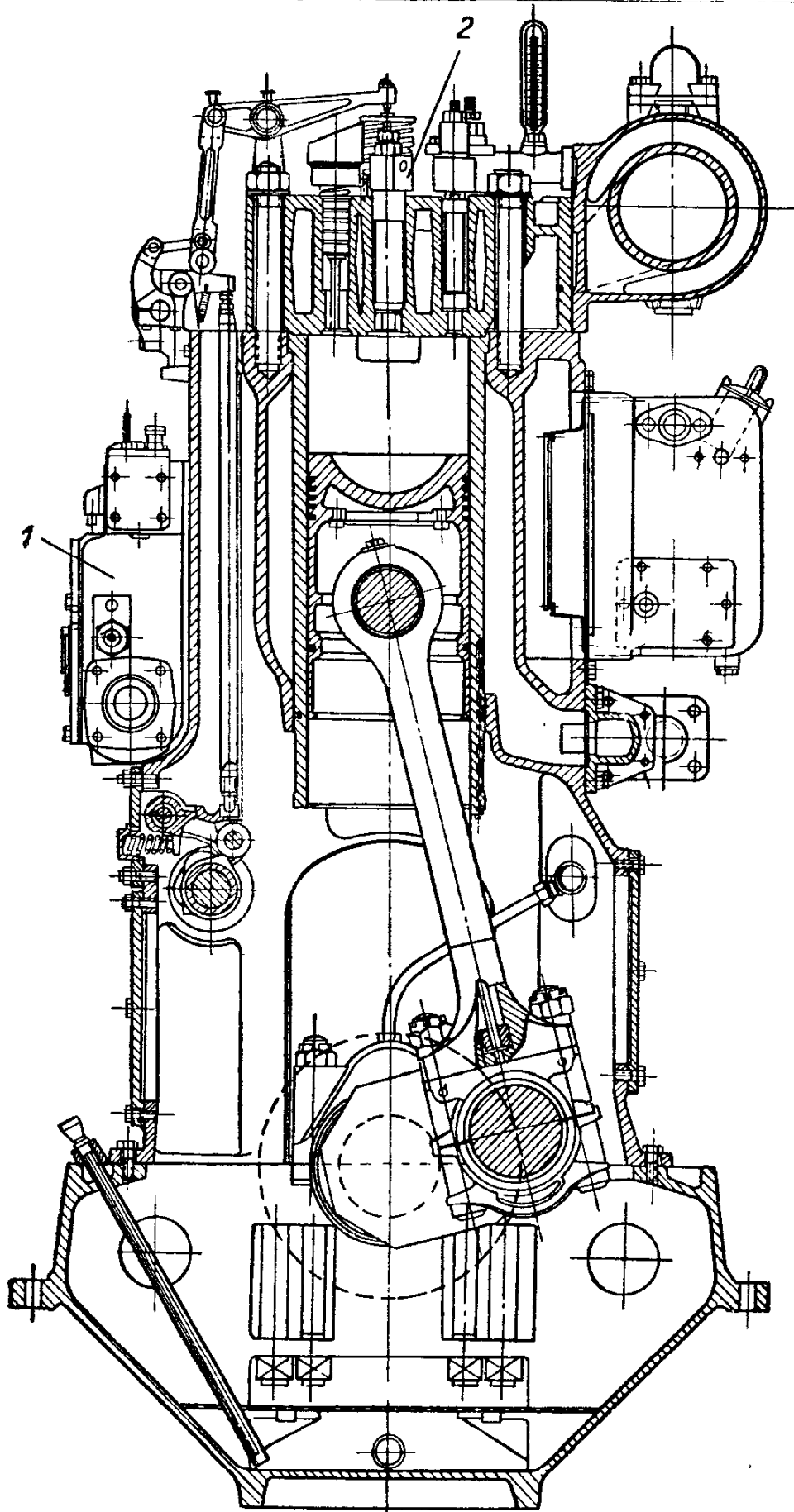
Топливные насосы золотниковые, с регулированием количества подаваемого топлива путем поворота плунжера.

Регулирование двигателя осуществляется центробежным регулятором непрямого действия.

Двигатель пускается в ход сжатым воздухом, поступающим к пусковым клапанам из воздушных баллонов.

Д в и г а т е л ь В2-300-ГД

Двигатель создан на базе двигателя В2-300 и приспособлен для работы как на жидком, так и на газообразном топливе. Двигатель оборудован газовым смесителем и охлаждаемыми выпускными трубопроводами. Впускные трубопроводы, система подачи жидкого топлива и система регулирования получили некоторые изменения.



Фиг. 47. Поперечный разрез двигателя 6ГСЧ-28/45:
1 — топливный золотниковый насос; 2 — форсунка.

Характеристика двигателя следующая:

Тип двигателя	четырёхтактный с V-образным рас- положением ци- линдров водяного охлаждения
Номинальная мощность в л. с.	240—300
Число оборотов в мин.	1500
Число цилиндров	12
Удельный расход топлива:	
генераторный газ ($Q_u = 1100$ ккал/м ³) в м ³ /л. с. ч.	не более 2,0
природный газ ($Q_u = 8000$ ккал/м ³) в м ³ /л. с. ч.	не более 0,25
жидкое запальное топливо в г/л. с. ч.	не более 38

Приспособление двигателя В2-300 для работы на природном газе по газожидкостному процессу для буровых установок на нефтепромыслах было осуществлено на Уральском заводе по проекту И. Д. Чернявского [17]. Эксплуатационные испытания этого двигателя показали его полную работоспособность.

На фиг. 48 приведен поперечный разрез двигателя В2-300. Газовоздушная смесь готовится в двух смесителях, по одному на каждый ряд цилиндров.

На фиг. 49 приведена схема питания газовой смеси одного ряда цилиндров двигателя В2-300-ГД.

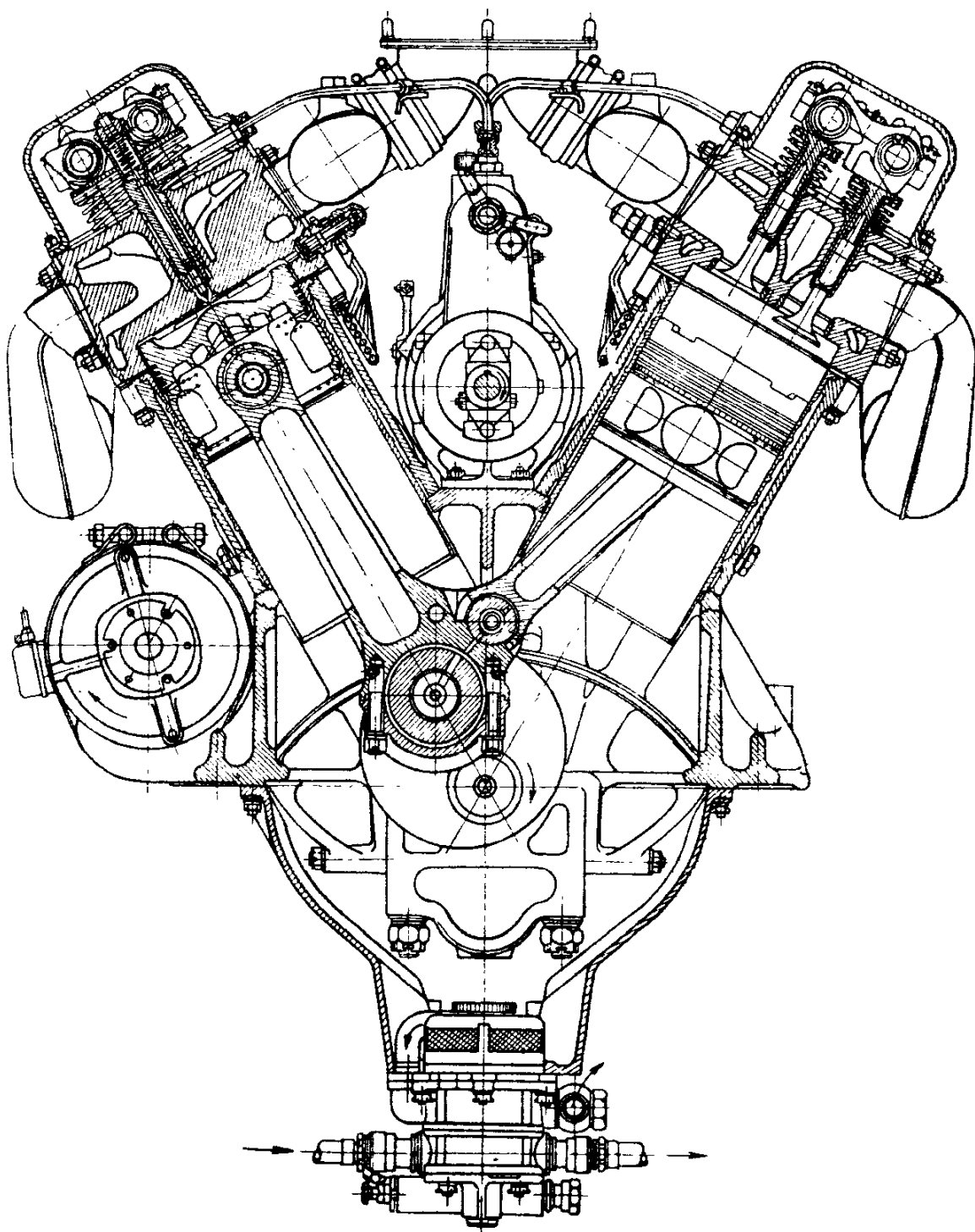
Смеситель 3 установлен на впускном трубопроводе. Подвод газа в смеситель осуществляется через трубу 9, а воздуха — через патрубок 1.

Регулирование количества поступающего газа осуществляется дросселем через жесткую тягу, связанную посредством специальной передачи 8 с регулятором двигателя. Регулирование подачи воздуха производится при помощи установленного в воздушном патрубке особого клапана, дросселирующего воздух при помощи пружины 2 и рычага 4, соединенного с тягой переключения 5.

С прикрытием газового дросселя в смесителе создается разрежение, под действием которого воздушный клапан, преодолевая натяжение пружины, приоткрывается, обеспечивая нужную подачу и количественную регулировку смеси на всех режимах работы двигателя. В случае работы двигателя только на жидком топливе полное перекрытие газового дросселя будет максимально ослаблять натяжение пружины 2, давая возможность воздушному потоку обеспечить необходимое наполнение двигателя.

Приспособление топливного насоса для подачи запального топлива при работе двигателя по газожидкостному процессу осуществляется регулировкой равномерности подачи топлива по цилиндрам при малых дозировках.

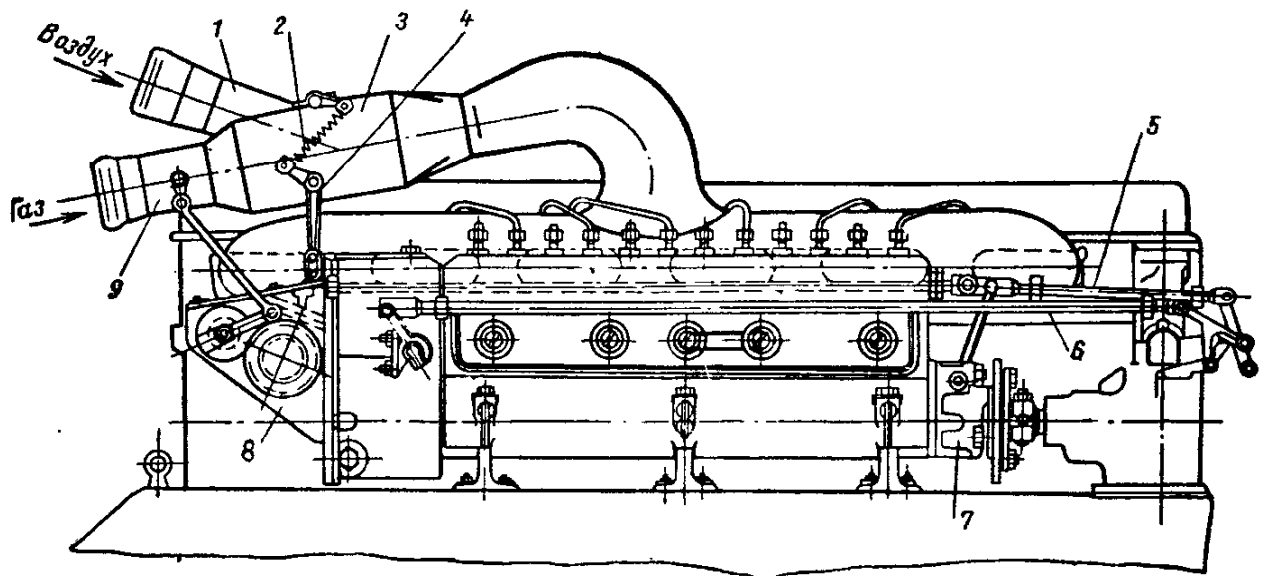
Топливный насос двигателя В2-300 обычно регулируется так, чтобы разница подачи топлива двух любых плунжеров не превышала 3—4% на максимальной мощности. Однако на режиме холостого



Фиг 43 Поперечный разрез двигателя В2-300.

хода, который по расходу топлива (10—15%) примерно соответствует газожидкостному процессу, неравномерность подачи достигает 40%.

Обеспечение равномерной малой подачи топлива топливным насосом, при работе двигателя В2-300 по газожидкостному процессу, достигается: а) специальным подбором деталей и б) перерегулировкой насоса.



Фиг. 49. Схема питания газом одного ряда цилиндров двигателя В2-300-ГД.

Угол опережения подачи жидкого запального топлива уменьшается против обычного на 3—5°. Практически лучшим решением этого вопроса является установка на топливном насосе муфты опережения подачи топлива 7. Управление подачей топлива осуществляется посредством тяги 6.

Газожидкостный двигатель на базе двигателя с самовоспламенением Д-50 (Д-55)

За последние десять лет на железных дорогах СССР широкое распространение получили тепловозы. Они расходуют топлива в три-четыре раза меньше, чем паровозы, и требуют очень мало воды, которая идет только для охлаждения установленных на тепловозе двигателей внутреннего сгорания. Эти достоинства тепловоза особенно ценны для районов, где ощущается недостаток воды.

Созданы тепловозы мощностью 1000 ÷ 2000 л. с. и сдвоенные, мощностью 4000 л. с.

Помимо тепловозов с дизельными установками, потребляющими жидкое топливо, в настоящее время эксплуатируются опытные газогенераторные тепловозы, работающие на газе, который они получают непосредственно из газогенераторных установок, размещенных на тепловозе.

Первые опытные отечественные газогенераторные тепловозы ТЭ-1, созданные ВНИИЖТ, оборудованы антрацитовыми газогенераторами с двигателями типа Д-50 (Д-55), работающими по газожидкостному процессу.

Характеристика двигателя следующая:

Тип двигателя	вертикаль- ный, одно- рядный, че- тырехтакт- ный с над- дувом
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра в мм	318
Ход поршня в мм	330
Рабочий объем всех цилиндров в л	157,2
Степень сжатия	11—12,5
Максимальная мощность двигателя в л. с. при 740 об/мин.	1000
Давление сгорания в кг/см ²	не более 58
Давление наддува в мм рт. ст.	не менее 240
Производительность турбовоздуходувки по воздуху в м ³ /ч	5100

Температура отработавших газов перед турбиной:

на жидком топливе в °С	550
на генераторном газе в °С	640
производительность газогенератора в н.м ³ /ч	1580
часовой расход антрацита в кг/ч	374
часовой расход воздуха в м ³ /ч	1050
часовой расход пара в кг/ч	131
расход жидкого топлива двигателем в %	18—25

Жидкое топливо выполняет две функции: воспламеняет газо-воздушную смесь в цилиндрах и компенсирует недостаток тепла при ухудшении качества газа, обеспечивая номинальную мощность двигателя на уровне 1000 л. с.

На фиг. 50 приведен поперечный разрез двигателя Д-50 [18].

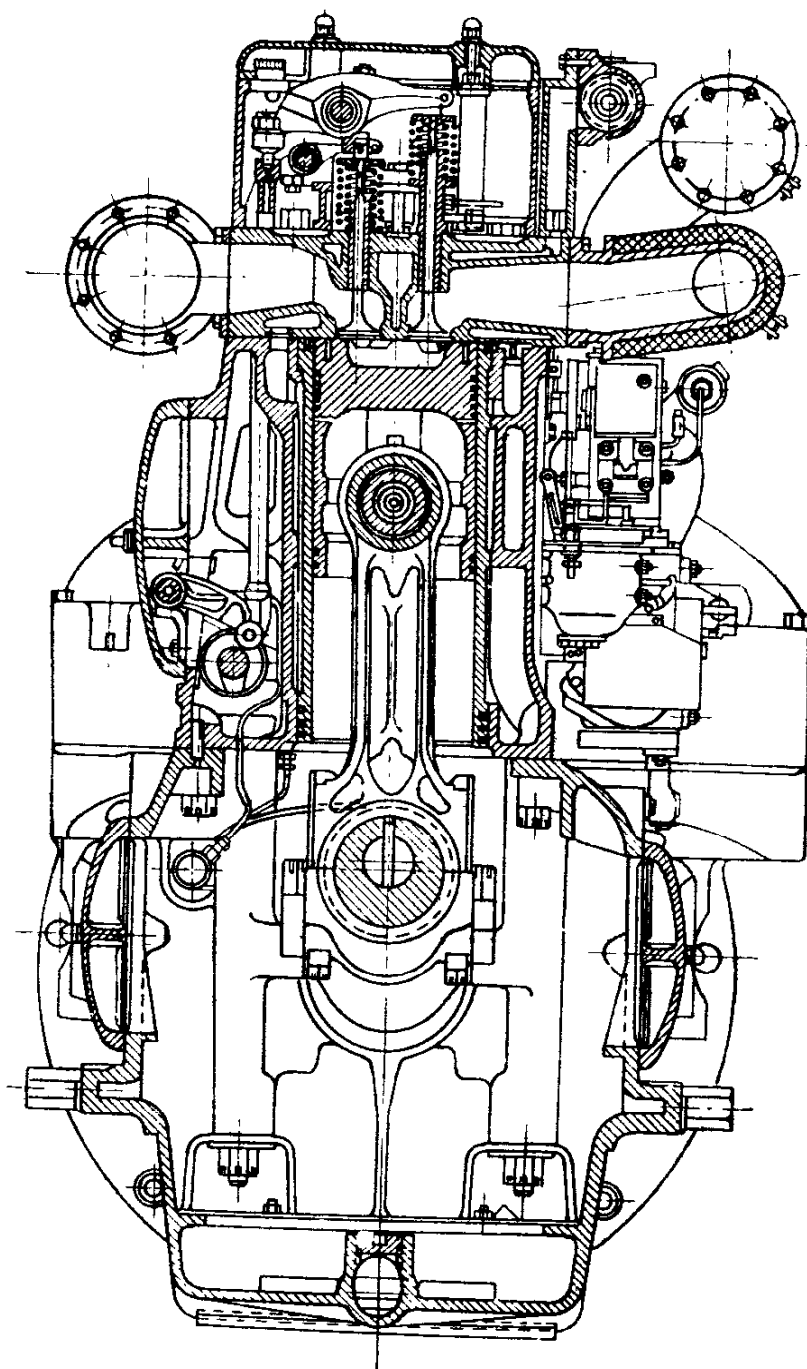
На фиг. 51 дается общая схема газогенераторного тепловоза ТЭ-1 с двигателем Д-50 (Д-55), переведенным на газожидкостный процесс, и газогенераторной установкой.

Рама двигателя представляет цельную отливку из чугуна, является остовом двигателя и служит опорой для коленчатого вала, блока цилиндров, корпуса привода распределительных шестерен и масляного насоса. Рама служит также для установки двигателя на тепловозе.

Блок цилиндра представляет чугунную отливку, в которой устанавливаются цилиндрические втулки и монтируется распределительный вал с рычагами и штангами толкателей.

Коленчатый вал изготовлен из углеродистой стали и состоит из шести кривошипов, расположенных в трех плоскостях под углом 120° друг к другу.

Коленчатый вал имеет шесть шатунных шеек, расположенных между щеками, и семь коренных шеек, которыми он опирается на подшипники рамы двигателя.

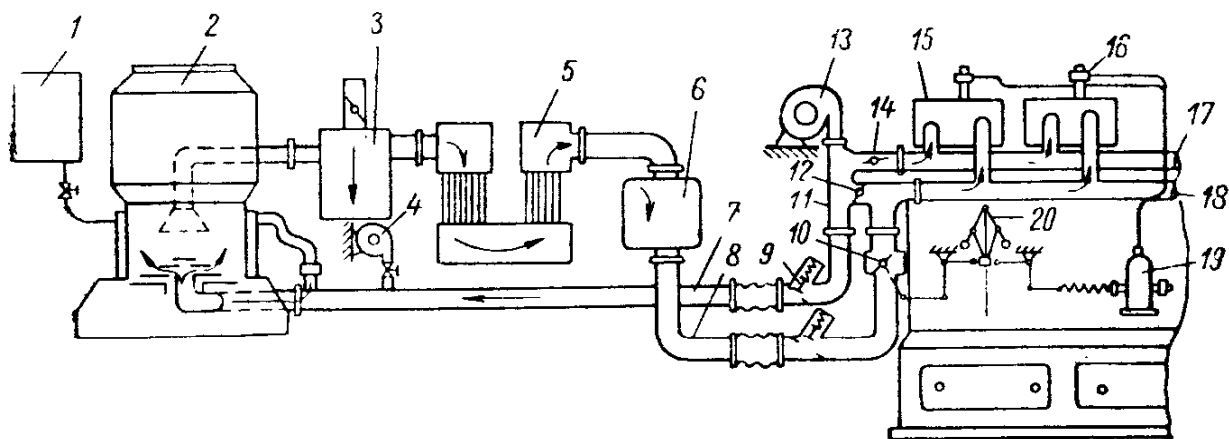


Фиг. 50. Поперечный разрез двигателя Д-50.

Шатуны изготовлены из легированной стали и представляют двутавровый стержень постоянного сечения. Вдоль тела шатуна имеется утолщение, внутри которого просверлен канал для прохода масла от нижней головки к верхней.

Сочленение шатуна с поршнем осуществляется при помощи поршневого пальца плавающего типа с бронзовой втулкой. Нижняя головка шатуна разъемная. Вкладыши бронзовые, тонкостенные, состоят из двух половин, залитых баббитом.

Поршень изготовлен из алюминиевого сплава. Головка поршня выполнена толстостенной, с плавным переходом от днища к стенкам, для улучшения отвода тепла от днища поршня.



Фиг. 51. Общая схема газогенераторного тепловоза ТЭ-1 с двигателем Д-50 (Д-55), переведенным на газожидкостный процесс, и газогенераторной установкой:

1 — водяной бак; 2 — газогенератор; 3 — циклон; 4 — вентилятор розжига; 5 — холодильник; 6 — очиститель; 7 — воздушная труба; 8 — газовая труба; 9 — запорные клапаны; 10 — газорегулирующая заслонка; 11 — воздухораспределитель; 12 — разделяющая заслонка; 13 — турбовоздуходувка; 14 — воздушная заслонка; 15 — крышка цилиндра; 16 — форсунка; 17 — воздушный трубопровод; 18 — газовый трубопровод; 19 — топливный насос; 20 — регулятор числа оборотов.

Поршневых колец — восемь, из них пять являются уплотнительными и три маслосбрасывающими. Уплотнительные кольца разрезаны под углом в 45° , а маслосбрасывающие имеют прямой срез.

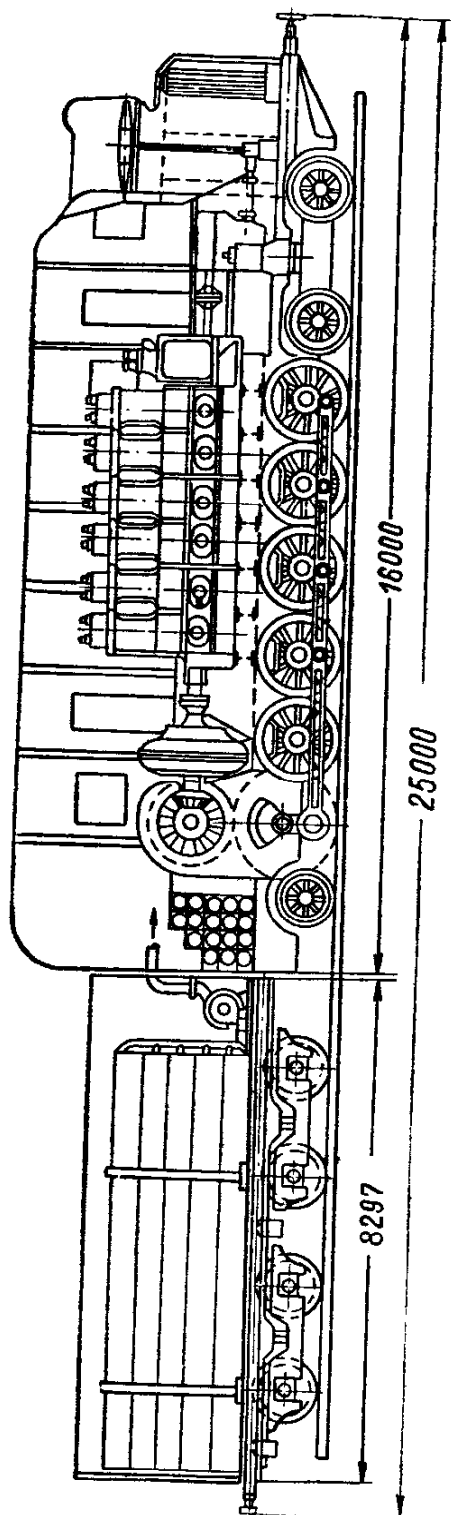
Крышки цилиндров чугунные, отдельные на каждый рабочий цилиндр.

Распределительный вал стальной, в целях удобства разборки состоит из трех частей. Привод к распределительному валу, топливному и водяному насосам от коленчатого вала осуществляется через механизм шестеренчатой передачи, установленный на раме двигателя.

Клапанный механизм состоит из двух впускных и двух выпускных клапанов, изготовленных из высококачественных сталей.

Турбовоздуходувки представляют центробежный воздушный насос, приводимый в движение турбиной, вращающейся от отработавших газов двигателя. Турбовоздуходувка повышает мощность двигателя примерно на 30%, понижает температурный режим двигателя, вследствие продувки камеры сгорания свежим воздухом, улучшает условия сгорания топлива и заменяет собой глушитель двигателя. Отработавшие газы из цилиндров двигателя подводятся к турбине двумя коллекторами.

На воздушной и газовой трубах двигателя (фиг. 51) установлены запорные клапаны с электропневматическим приводом. При работе двигателя по газожидкостному процессу клапаны открыты, а при работе на жидком топливе — закрыты. Воздух после турбовоздуходувки посредством воздухораспределителя разделяется на два потока: один поток направляется в цилиндры двигателя для сжигания топлива, а другой направляется в газогенератор для газификации твердого топлива.



Фиг. 52. Схема тепловоза с тендером-газгольдером.

Кроме этого, воздухораспределитель регулирует соотношения количества воздуха в обоих потоках путем изменения соотношения давлений в воздушном и газовом коллекторах и сообщает газовый коллектор двигателя с воздухом в случае работы двигателя на жидком топливе.

Система подачи топлива состоит из топливоподкачивающего насоса, комбинированных пластинчато-щелевых и фетровых топливных фильтров, шестиплунжерного топливного насоса высокого давления, восьмирежимного изодромного, с гидравлическим сервомотором регулятора, форсунок закрытого типа и манометра для контроля давления топлива в системе.

Питание цилиндров двигателя воздухом и газом осуществляется отдельно, через впускные клапанные каналы крышек цилиндров.

Смешение воздуха и газа происходит в цилиндрах двигателя, что дает возможность обходиться без смесителей.

Система смазки циркуляционная, под давлением. В систему смазки входят: шестеренчатый масляный насос, масляный холодильник, двой-

ной сетчатонабивной фильтр, двойной пластинчатый щелевой фильтр, четыре реле давления масла, масляный манометр, дистанционные термометры, трубы и вентили.

Система охлаждения принудительная, циркуляционная. В систему охлаждения входят: центробежный водяной насос, расши-

рительный бак, холодильник, водяной коллектор, трубопроводы, вентили и краны для заполнения системы и дистанционный термометр для контроля температуры воды, выходящей из двигателя.

Опытная эксплуатация газогенераторного тепловоза ТЭ-1 в сопоставлении с паровозом серии Щ, по данным депо Баскунчак, представлена следующими показателями.

Расход жидкого топлива ($H_u = 7000$ ккал/кг) на 10 000 т/км составляет: для паровоза — 340 кг, для тепловоза — 63,5 кг; расход воды соответственно 1,84 и 0,038 т.

Приведенные данные говорят о значительной экономии газогенераторного тепловоза, дающего возможность увеличить беззаправочный пробег, по сравнению с паровым локомотивом, в 5—6 раз.

Опытная эксплуатация на железных дорогах первых газогенераторных тепловозов показала, что для удовлетворения таких требований, как трогание с места состава, работа на маневрах, перегонах с меняющимся профилем пути и при других условиях эксплуатации, требующих затраты двигателем тепловоза различной мощности, его газогенератор должен обладать переменной производительностью и быстро приспосабливаться к требуемым режимам работы.

Осуществление такого режима работы газогенератора представляет значительные трудности и должно решаться путем улучшения процесса газификации и такого регулирования газожидкостного процесса, при котором требуемая в данный момент мощность автоматически компенсировалась бы повышением расхода жидкого топлива.

Следует указать, что последнее мероприятие в целях повышения экономического к. п. д. в тепловозе должно осуществляться установкой топливных насосов малой производительности или двойных форсунок.

Самостоятельной задачей является создание газовых тепловозов с тендерами-газгольдерами, в которых газ, сжатый до 200 атм, может храниться в специальных баллонах. Общий вид такого тепловоза показан на фиг. 52.

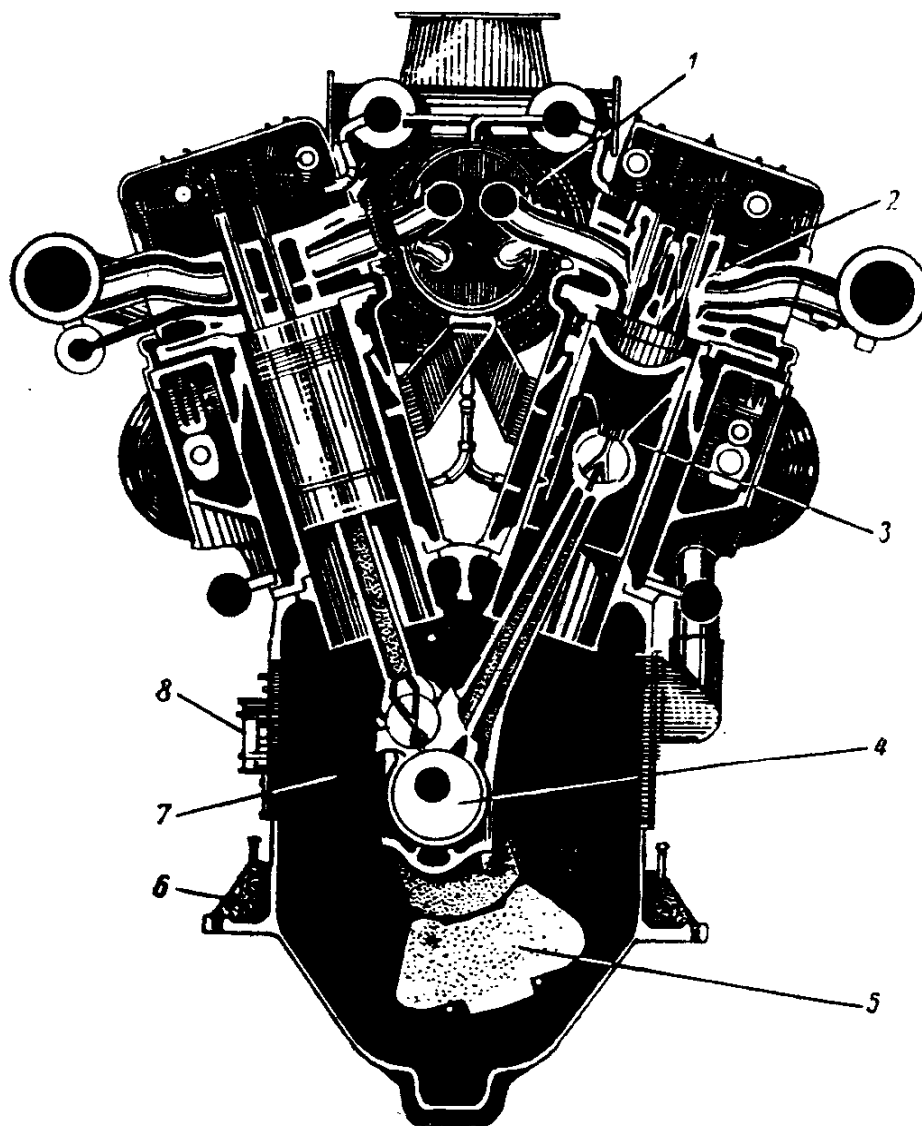
Проведенные инж. Хлебниковым сравнительные расчеты для парового локомотива с топкой, отапливаемой сжатым газом, и тепловоза с двигателем внутреннего сгорания, работающим на сжатом газе, показали преимущество тепловоза, что видно из следующих данных:

	Паровой локомотив с конденсатором пара	Тепловоз
Мощность в л. с.	2500	2500
Коэффициент загрузки на маршруте	0,7	0,7
Рабочая мощность маршрута в л. с.	1750	1750
Длина маршрута в км	365	365
Средняя техническая скорость в км	55	55
Теплотворность газа в ккал/м ³	3000	3000
Расход газа на маршрут в м ³	37800	9900
Расход газа в м ³ /э. л. с. ч.	3,47	1,0
Общий к. п. д. в %	6,08	21,0

13. Двухтактные газовые двигатели с воспламененной смесью от жидкого запального топлива (газожидкостные)

V-образный двигатель Купер—Бессемер
тип LSV

На фиг. 53 приведен поперечный разрез V-образного газо-жидкостного двигателя Купер—Бессемер.



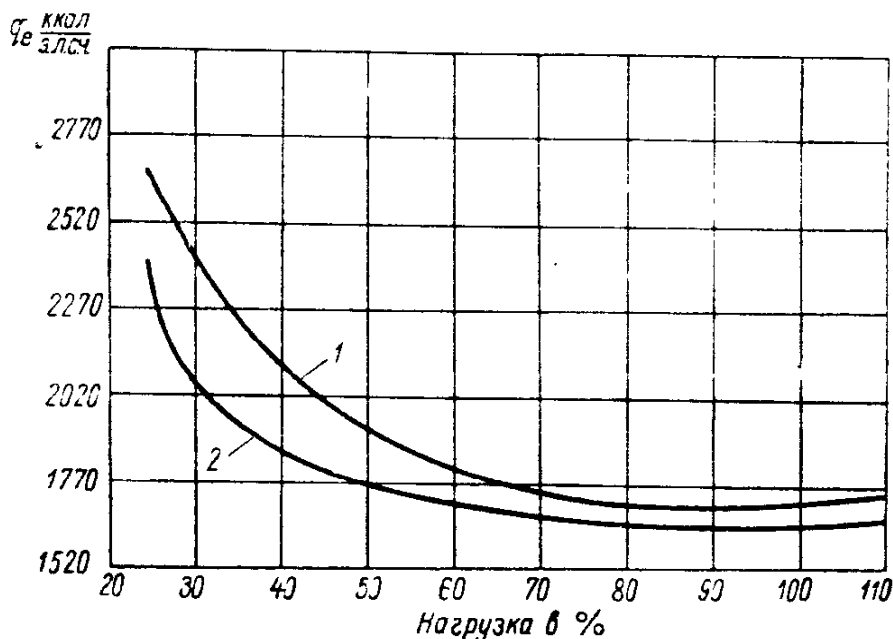
Фиг. 53. Поперечный разрез V-образного газового и газо-жидкостного двигателя Купер—Бессемер.

Характеристика двигателя следующая:

Эффективная мощность в л. с.	3400
Цилиндровая мощность в л. с.	213
Литровая мощность в л. с./л.	3,13
Число оборотов в мин. нормальное	327
" " " " наибольшее	360
Число цилиндров	16
Диаметр цилиндра в мм	393
Ход поршня в мм	559

Средняя скорость поршня в м/сек	6,1
Общий вес двигателя в кг	88 500
Удельный вес двигателя в кг/э. л. с.	26
Габариты двигателя:	
длина в мм	9017
ширина в мм	1727
высота в мм	2972
Среднее эффективное давление в кг/см ²	8,65

На фиг. 54 приведены кривые удельного расхода тепла двигателем при работе по чисто газовому и газожидкостному циклам.



Фиг. 54. Кривые удельного расхода тепла двигателем Купер—Бессемер:

1 — по газовому циклу с наддувом; 2 — по газожидкостному циклу с наддувом.

Фундаментная рама 6 двигателя чугунная, литая (фиг. 53). К раме крепится картер 7 с люками 8 по обеим сторонам и предохранительными клапанами. На картере установлено два чугунных блока цилиндров. Величина угла развала между блоками 36°.

В целях улучшения охлаждения верхней, наиболее горячей зоны втулки, фланец втулки опущен несколько ниже своей верхней плоскости.

Крышки цилиндров 2 четырехклапанные, индивидуальные, крепятся к блоку 8—10 шпильками. Камера сгорания расположена в днище поршня.

Коленчатый вал 4 снабжен съемными противовесами 5 и имеет полые шатунные шейки.

Прицепной шатун, соединенный с главным, короче главного, и ось его пальца удалена от оси шатунной шейки, поэтому траектория оси пальца при вращении представляет не круг, а эллипсис.

Поршень 3 чугунный, ребристый, с масляным охлаждением. Распределение смеси осуществляется с помощью распределительного вала, приводимого в движение цепной передачей от коленчатого вала.

Привод клапанов осуществляется при помощи тяг с роликовыми толкателями и коромыслами.

Выпускные клапаны установлены в крышке цилиндров, а впускные расположены в особых корпусах, заменяемых при переводе двигателя на газообразное топливо.

Топливные насосы устанавливаются по одному на три или четыре цилиндра, соответственно для двигателя в 12 или 16 цилиндров.

Независимо от топливных насосов, на каждую группу цилиндров устанавливаются так называемые «топливные впрыскиватели», обеспечивающие подачу топлива к автоматическим форсункам. Топливные насосы и «впрыскиватели» приводятся в движение от общего вала.

Количественная регулировка подачи топлива осуществляется «топливным впрыскивателем» при помощи изменения величины подъема и продолжительности открытия питающего клапана. Предусмотрена регулировка давления топлива в системе.

Описанная система топливоподачи обеспечивает подачу топлива к форсункам при постоянном давлении и исключает подтекание форсунки и явления догорания топлива.

Наддув двигателя осуществляется двумя турбовоздуходувками 1, установленными по обоим концам двигателя. Каждая турбовоздуходувка подает воздух на один ряд цилиндров, а отработавшие газы поступают от ближайшей группы цилиндров обоих рядов, расположенных ближе к турбовоздуходувке.

Система смазки с сухим картером включает масляный холодильник и фильтры грубой и тонкой очистки. Система охлаждения двигателя замкнутая. Вода циркулирует при помощи двух водяных насосов.

Пуск двигателя осуществляется сжатым воздухом.

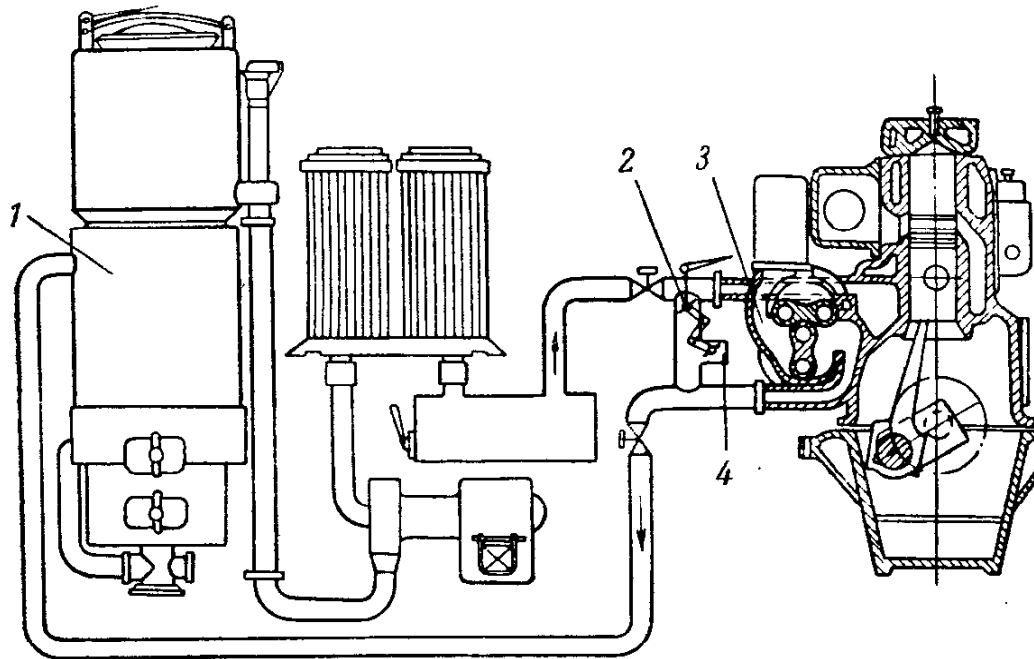
Двигатель оборудован приборами сигнализации и устройством, выключающим двигатель при превышении числа оборотов свыше 110% от номинальной величины.

Д в и г а т е л ь с п р о д у в к о й о т н а г н е т а т е л я

В двухтактных газовых двигателях этого типа процесс продувки осуществляется воздуходувкой, составляющей одно целое с двигателем.

На фиг. 55 приведена схема двухтактного двигателя с воспламенением смеси от запального жидкого топлива с продувкой смесью от воздуходувки. Часть воздуха, сжатого в воздуходувке 3, нагнетается в газогенератор 1 для газификации топлива, а другая часть смешивается за дросселем 2 с выходящим из газогенераторной установки газом и поступает в двигатель для его продувки и зарядки. Соотношение воздуха, поступающего для газификации в газогенератор и расходуемого на смешение с газом и продувку, регулируется дросселем 2. Важное значение здесь придается перепускной дроссельной заслонке 4, которая позволяет излишнему воздуху

выходить в атмосферу. Заслонка 4 связана с заслонкой 2 таким образом, что при повышении нагрузки она прикрывается, а при снижении — открывается, регулируя этим режим процесса газификации топлива в газогенераторе.



Фиг. 55. Схема установки с двухтактным двигателем и реверсивной продувкой:
1 — газогенератор; 2 — дроссель; 3 — воздуходувка; 4 — перепускной дроссель.

Двухтактный двигатель большой мощности «Нордберг»

На фиг. 56 изображен поперечный разрез двухтактного газожидкостного двигателя большой мощности типа «Нордберг», с подводом газа в конце хода сжатия. Характеристика этого двигателя следующая:

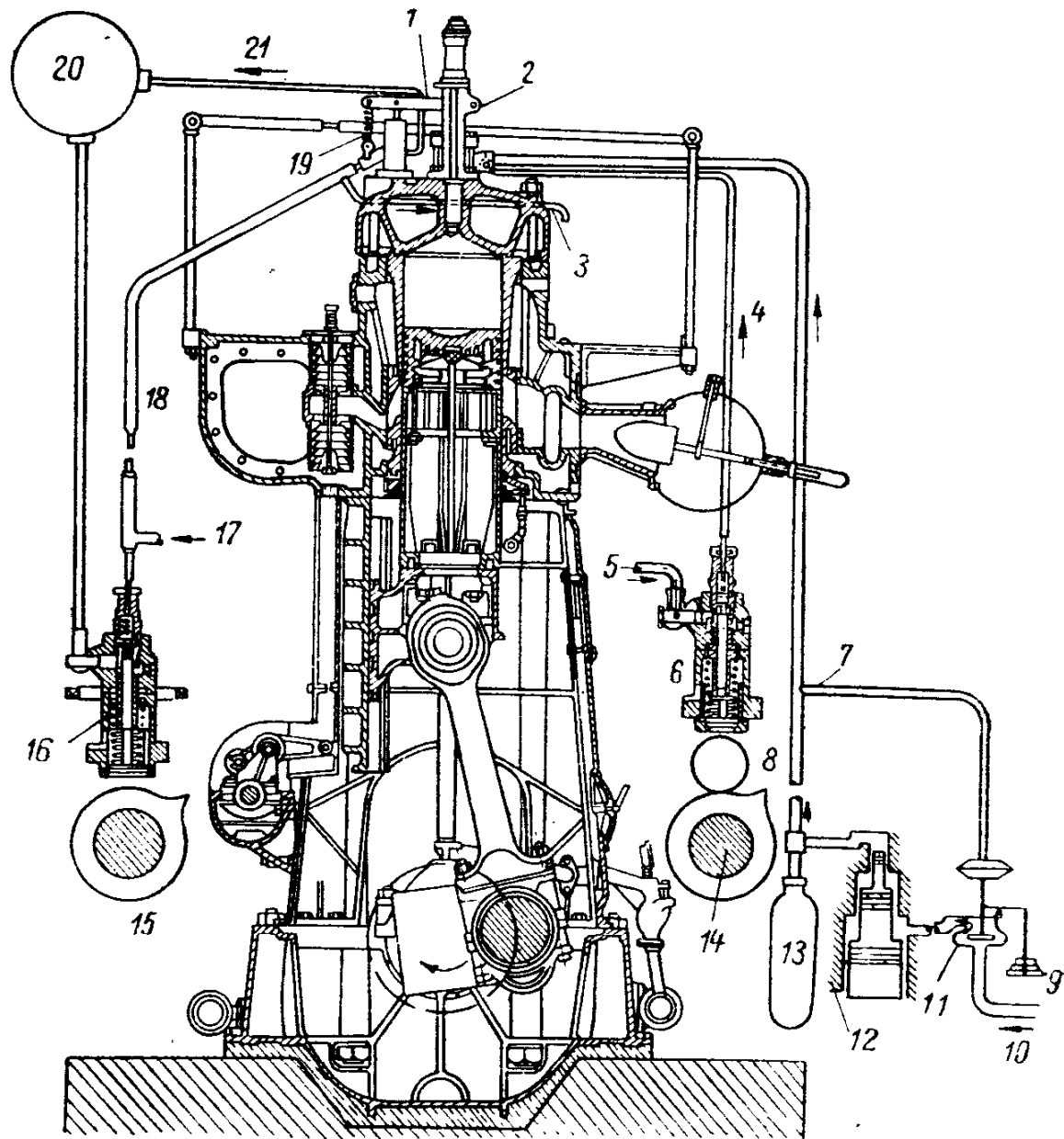
Мощность в л. с.	2250
Число оборотов в мин.	225
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра в мм	533,4
Ход поршня в мм	736,6
Степень сжатия	12
Максимальное давление сгорания в кг/см ²	42
Среднее индикаторное давление в кг/см ²	8
Удельный вес двигателя в кг/л. с	55

В качестве основного топлива для двигателя употребляется естественный газ, предварительно сжатый в специальном трехступенчатом компрессоре до давления 70 кг/см² и подаваемый вместе с жидким топливом через топливоподводящий клапан в цилиндры двигателя.

Запальное жидкое нефтяное топливо подается топливным насосом, приводимым в движение от распределительного вала двигателя.

Расход жидкого запального топлива составляет 4—6% от расхода при работе двигателя только на жидком топливе.

Количество газа регулируется в зависимости от нагрузки двигателя. Продувка цилиндров двигателя осуществляется чистым воздухом посредством воздушного насоса.



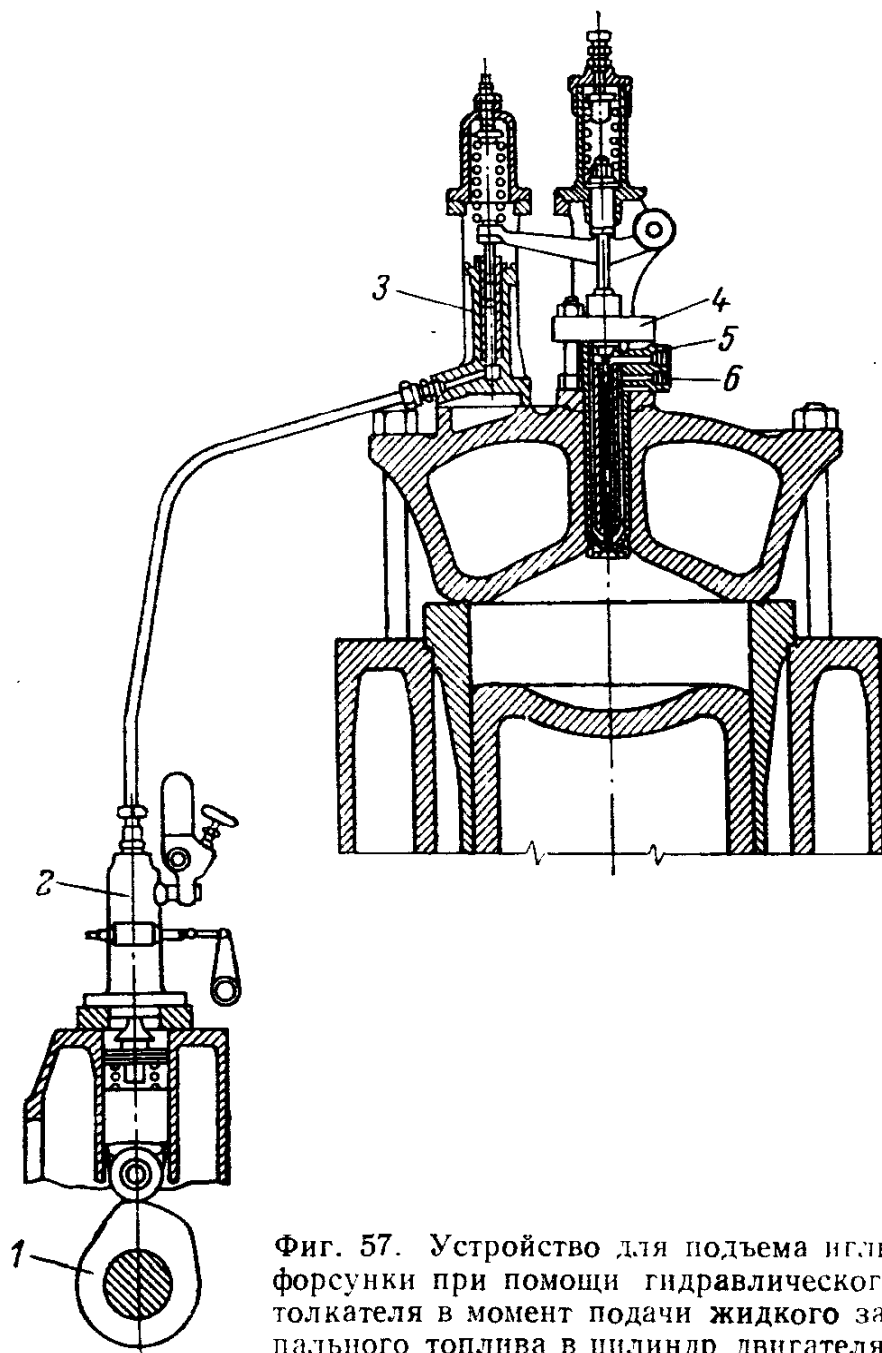
Фиг. 56. Поперечный разрез двухтактного газожидкостного двигателя «Нордберг»:

1 — качающийся рычаг форсуночной иглы; 2 — форсунка; 3 — спускная водяная труба; 4 — топливопровод жидкого запального топлива; 5 — подвод запального жидкого топлива; 6 — насос запального жидкого топлива; 7 — трубопровод регулятора давления; 8 — ролик топливного насоса; 9 — груз; 10 — подвод газа из газового трубопровода; 11 — клапан регулятора давления; 12 — трехступенчатый компрессор; 13 — газовый баллон; 14 — распределительный вал; 15 — распределительный вал; 16 — гидравлический подъемник форсуночной иглы; 17 — вход охлаждающей воды; 18 — трубопровод, управляющий работой форсунки с помощью масла; 19 — пружина; 20 — масляный резервуар; 21 — отводной трубопровод.

Специальным устройством этого двигателя является система подъема иглы топливной форсунки в момент подачи запального топлива при помощи гидравлического толкателя (фиг. 57).

Механизм состоит из насоса 2, предназначенного для подачи масла в цилиндр гидравлического подъемника 3, и трубки, соединяющей насос с гидравлическим подъемником.

Плунжер масляного насоса, приводимый в действие распределительным валом 1, регулирует движение гидравлического подъемника и иглы форсунки 4 посредством замкнутого столба сжатой жидкости.



Фиг. 57. Устройство для подъема иглы форсунки при помощи гидравлического толкателя в момент подачи жидкого запального топлива в цилиндр двигателя.

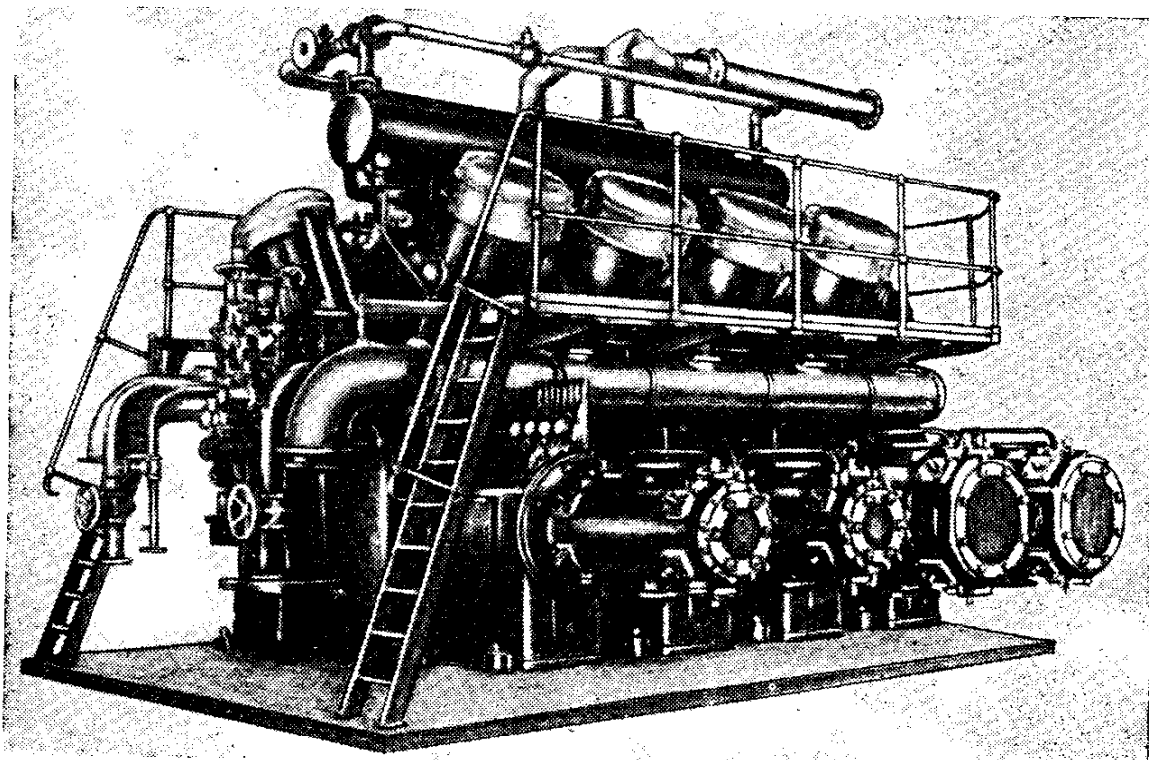
Изменяя величину нагнетательного хода плунжера масляного насоса 2, можно изменять и величину подъема иглы в соответствии с нагрузкой двигателя. Газ в форсунку поступает по каналу 5, а жидкое запальное топливо — по каналу 6. Быстрая посадка иглы на седло является важным условием экономичной работы двигателя и обеспечивается резкой отсечкой нагнетательного хода плунжера масляного насоса и сильной пружиной иглы топливного насоса.

Ниже приводятся некоторые данные результатов испытаний двигателя с устройством для подъема иглы форсунки.

Нагрузка в %	100	75	80
Расход тепла газовой части <i>ккал/квт-ч</i>	2340	2580	2750
Расход тепла запального топлива в <i>ккал/квт-ч</i>	660	230	350
Общий расход тепла в <i>ккал/квт-ч</i>	3000	2810	3100
К. п. д. двигателя в %	28,7	30,6	27,8

14. Газовые двигатели-компрессоры и свободно-поршневые генераторы газа.

Газовый двигатель-компрессор представляет агрегат, в котором объединяются на общем коленчатом валу компрессор и газовый двигатель. Общий вид газового двигателя-компрессора приведен на фиг. 58.



Фиг. 58. Общий вид газового двигателя-компрессора.

Мощное развитие в СССР газовой и нефтяной промышленности вызвало значительный спрос на газовые двигатели-компрессоры, работающие на том же газе, который сжимается в компрессоре. Потребление этими установками местного топлива явилось важным экономическим фактором, способствующим внедрению их в газовую (перекачка газа в дальних газопроводах) и нефтяную промышленность.

Цилиндры газового двигателя-компрессора располагаются по различным схемам, однако наибольшее распространение получила так называемая угловая схема с вертикальным расположением цилиндров газового двигателя.

На фиг. 59 приведен поперечный разрез углового газового двигателя-компрессора с однорядным (а) вертикальным газовым двигателем и V-образным (б) газовым двигателем.

Газовые двигатели-компрессоры с V-образным расположением цилиндров двигателя, в зависимости от производительности и давления, бывают с числом кривошипов от одного до четырех. На каждый кривошип приходится один горизонтально расположенный цилиндр компрессора двойного действия и два цилиндра двигателя с углом развала между ними в 60° .

Газовые двигатели-компрессоры с вертикальным расположением цилиндров имеют от двух до восьми цилиндров. Цилиндры компрессора, от двух до четырех, расположены по одному в каждом ряду.

Газовые двигатели двигателей-компрессоров строятся как четырехтактными, так и двухтактными. У четырехтактного двигателя число цилиндров должно быть в два раза больше числа рядов компрессора. У двухтактного двигателя продувочные насосы числом от одного до двух расположены горизонтально между рядами компрессора. В двухцилиндровом двигателе функцию продувочного насоса выполняет крэйцкопфная полость компрессора, для чего крэйцкопф делается как поршень.

Основными типами отечественных газовых двигателей-компрессоров являются модели 8ГК (новая модель 8ГК-3) и 10ГК, служащие для перекачки газа или воздуха.

На фиг. 60 дан продольный разрез газового двигателя 8ГК. Характеристика газового двигателя-компрессора 8ГК:

Мощность на валу (номинальная) в л.с.	300
Число оборотов в мин.	350
Диаметр цилиндра в мм	279,4
Ход поршня в мм	318,13
Среднее эффективное давление в кг/см ²	5
Средняя скорость поршня в м/сек	3,72
Степень сжатия	5,6
Давление сжатия в кг/см ²	9

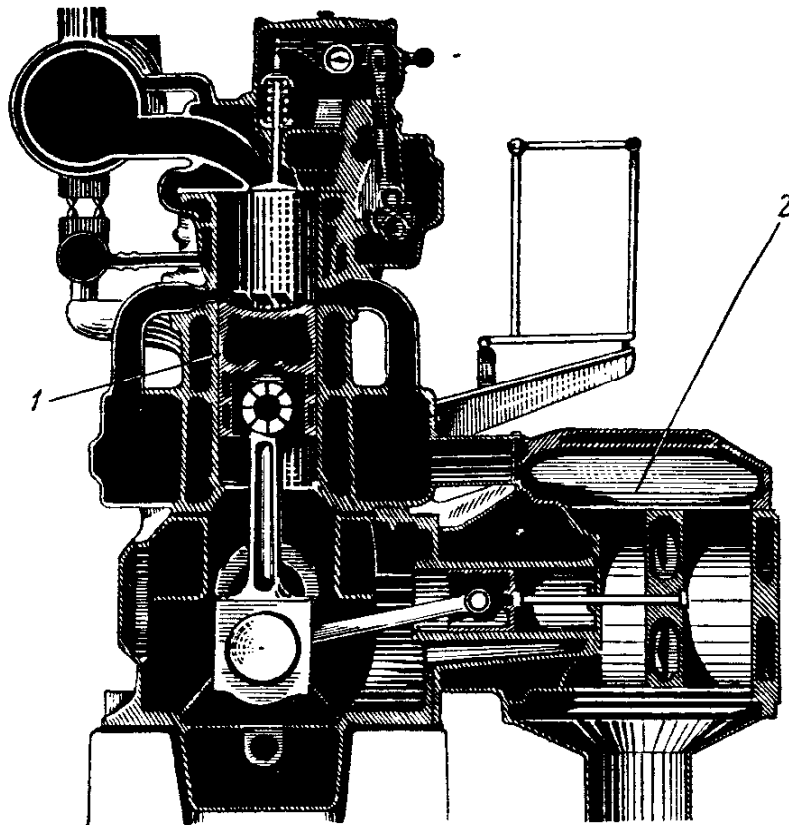
Газовый двигатель-компрессор состоит из V-образного четырехтактного газового двигателя и горизонтального трехступенчатого, двойного действия, компрессора крэйцкопфного типа. На каждый крэйцкопф компрессора приходится два цилиндра двигателя.

Картер двигателя представляет цельную чугунную отливку, установленную на фундаментной раме. Цилиндры отдельные, чугунные, устанавливаются на картере и крепятся к нему шпильками. Зарубашечное пространство цилиндра и головки служит для циркуляции охлаждающей воды.

Поршни чугунные, тронкового типа, с четырьмя компрессионными и двумя маслоъемными кольцами.

Коленчатый вал имеет четыре колена. На каждое колено приходится три шатуна. Один шатун компрессора соединен непосредственно с кривошипной шейкой вала, а два шатуна двигателя

a)



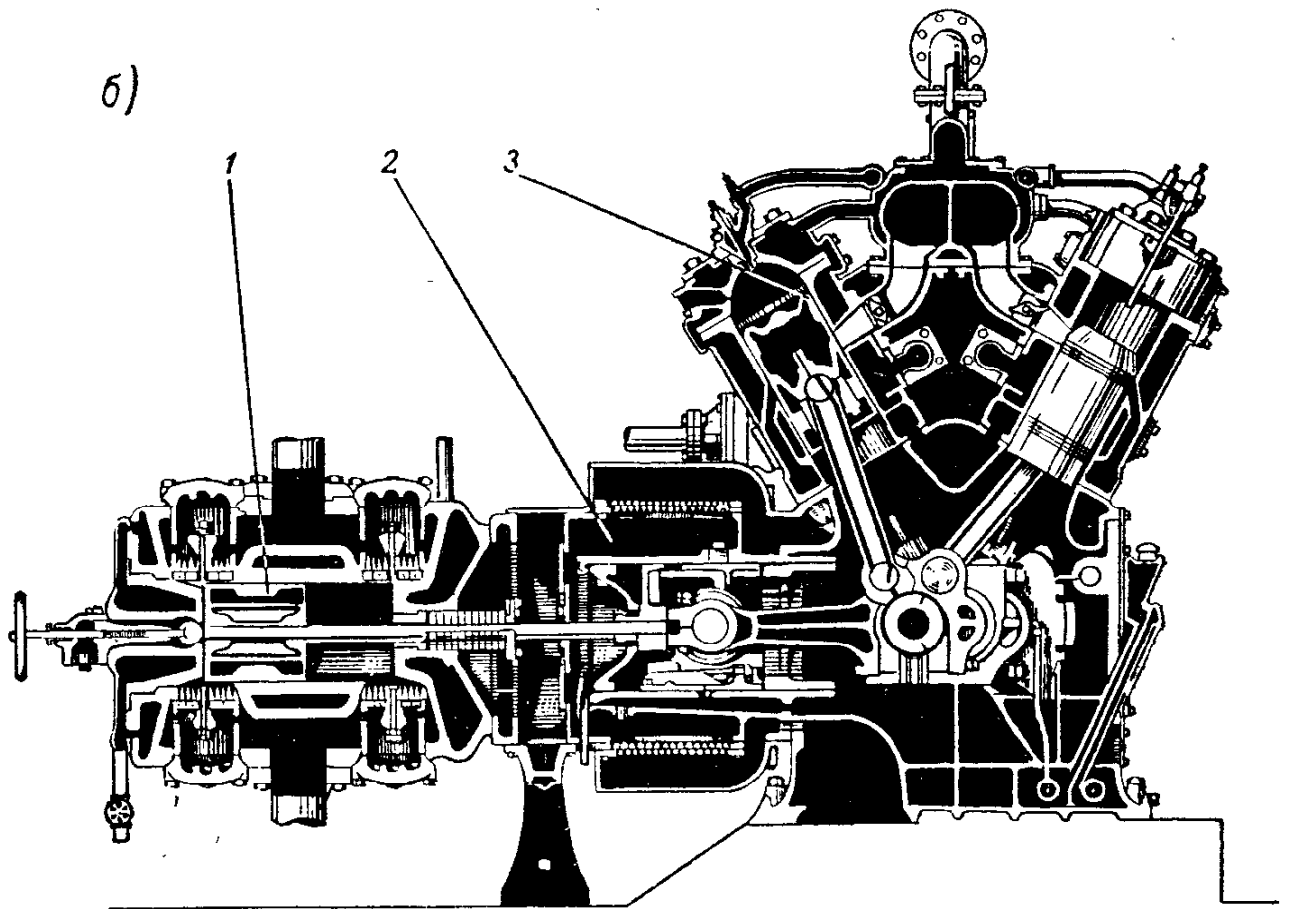
Фиг. 59. Схемы газовых двигателей — компрессоров:
a) — угловой газовый двигатель-компрессор с однорядным газовым двигателем.

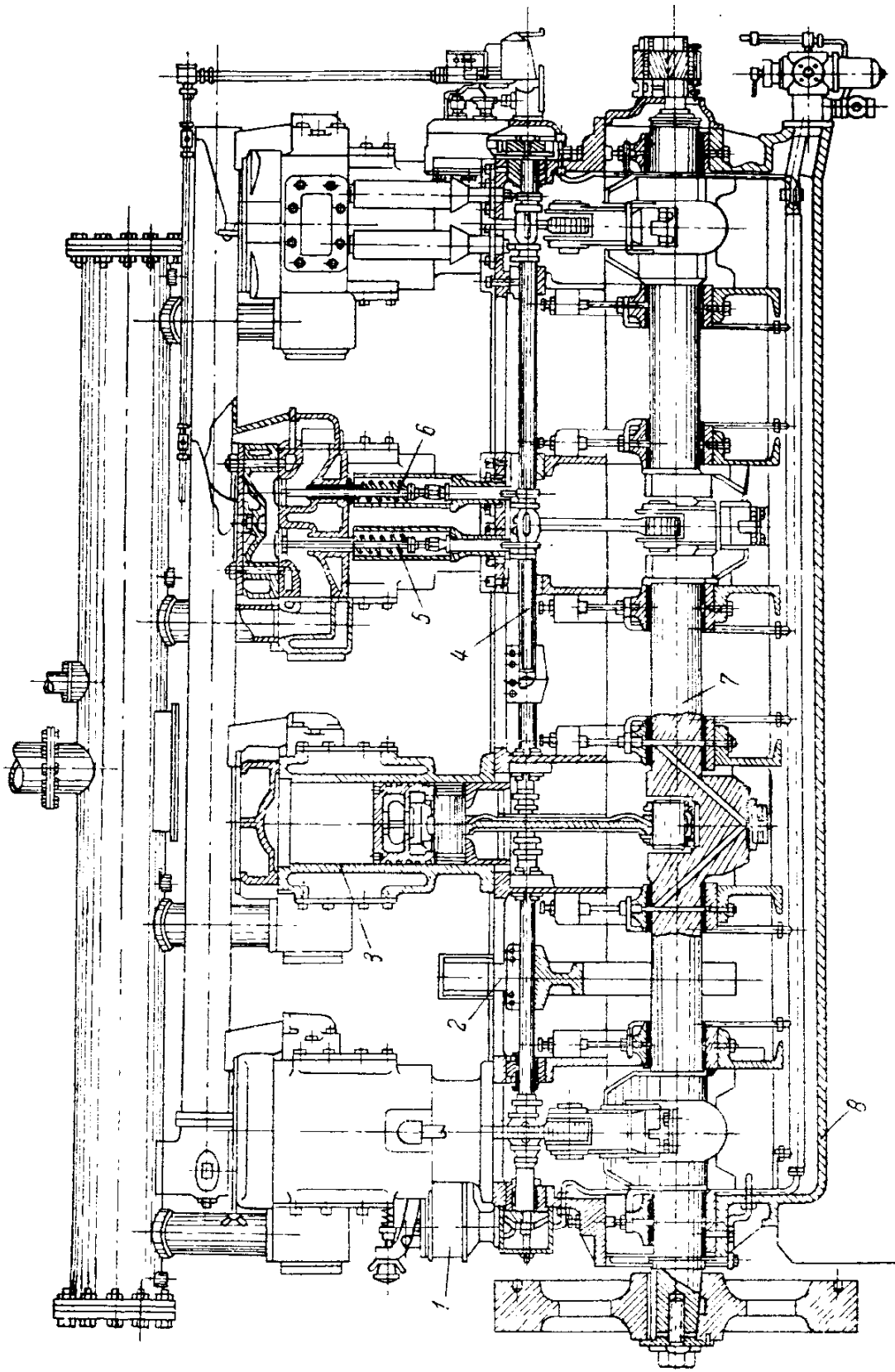
1 — двухтактный газовый двигатель; 2 — компрессор;

б) — газовый двигатель-компрессор с V-образным газовым двигателем:

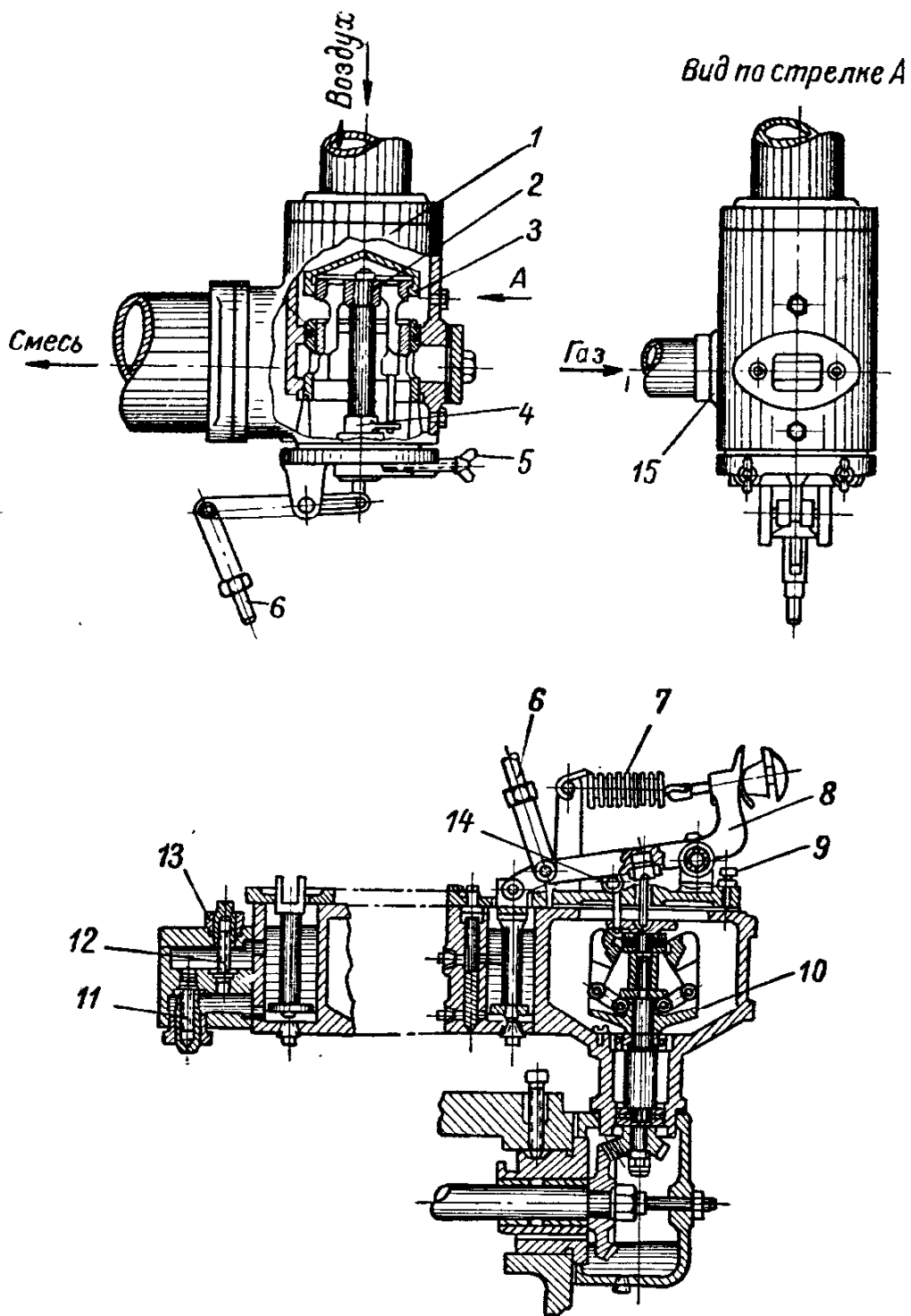
1 — компрессор; 2 — крейцкопфная полость компрессора; 3 — V-образный двухтактный двигатель.

б)





Фиг. 60. Продольный разрез двигателя 8ГК:
 1 — регулятор; 2 — звездочка; 3 — цилиндр двигателя; 4 — распределительный вал; 5 — выпускной клапан; 6 — впускной клапан; 7 — коренной вал; 8 — рама.

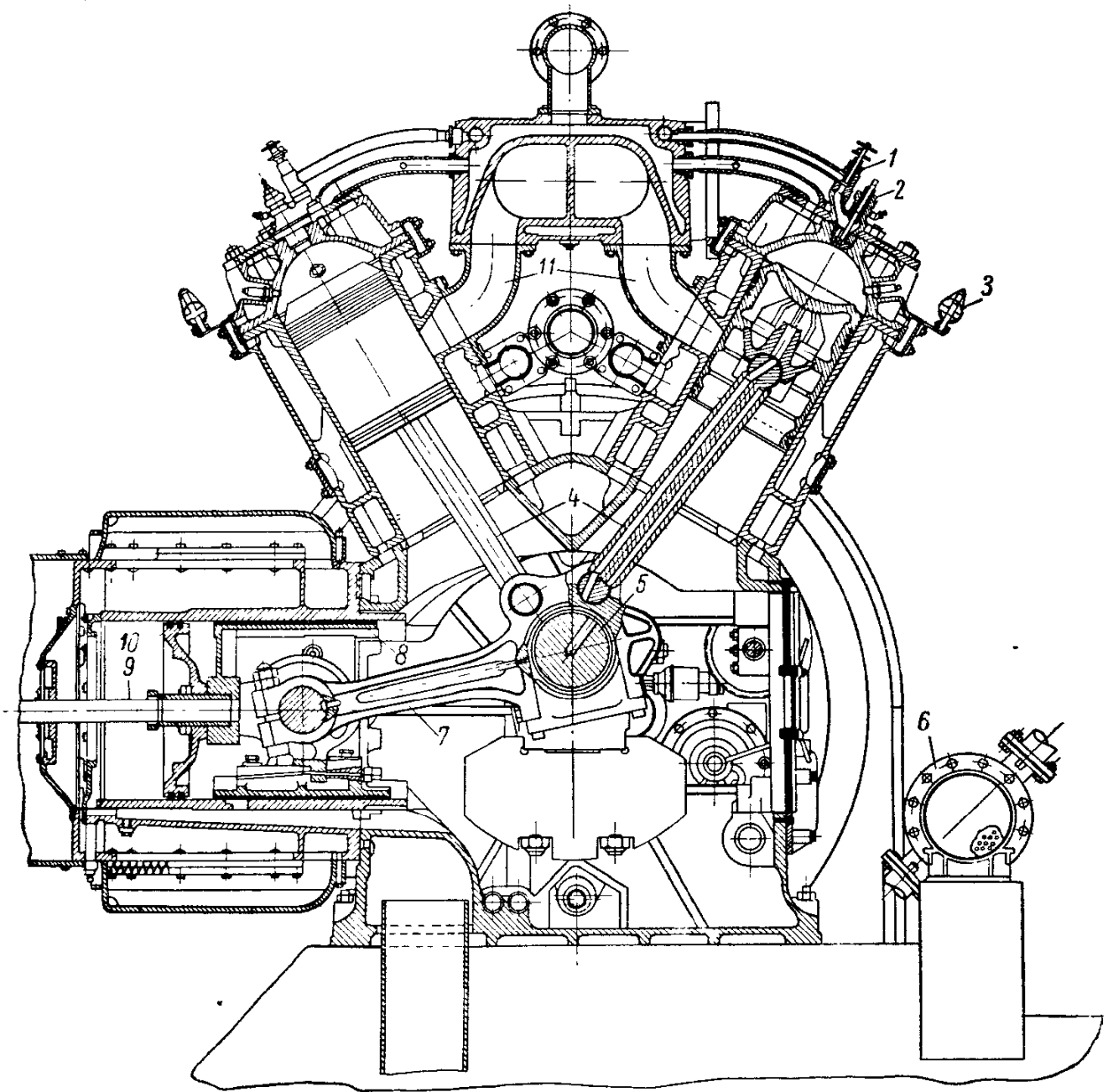


Фиг. 61. Газовый смеситель и регулятор газового двигателя-компрессора 8ГК:

1 — корпус; 2 — золотник; 3 — втулка; 4 — поводок 5 — регулировочный винт состава смеси 6 — тяга, соединяющая смеситель с регулятором; 7 — пружина; 8 — рычаг регулятора. 9 — отсечной винт. 10 — крестовина регулятора; 11 — контрольный перепускной клапан; 12 — верхний клапан; 13 — катаракт, 14 — пусковой эксцентрик; 15 — место установки предохранительной медной сетки.

сочленяются посредством пальцев с головкой компрессорного шатуна. Впускной и выпускной клапаны установлены в головках цилиндров.

Топливная система состоит из регулятора давления, газового реверса, топливного крана, смесителя газа, коллектора и газопроводов.



Фиг. 62. Поперечный разрез газового двигателя-компрессора 10ГК:

1 — клапан ручной регулировки газа; 2 — газовпрыскивающий клапан; 3 — индукционная катушка; 4 — силовые шатуны двигателя; 5 — коленчатый вал; 6 — холодильник масла; 7 — главный шатун для привода силовых шатунов двигателя, продувочного насоса и компрессора; 8 — ползун, являющийся направляющим для поршня продувочного насоса и компрессора; 9 — шток привода компрессора; 10 — поршень продувочного насоса; 11 — газовыпускной трубопровод.

Схема смесителя газа и регулятора приведена на фиг. 61.

Зажигание электрическое, состоит из двух магнето высокого напряжения СС-4745, с ручным опережением, и из восьми электросвечей.

Пуск двигателя осуществляется сжатым воздухом от четырех пусковых цилиндров с давлением 20 кг/см^2 через распределитель, соединенный с 1, 5, 2 и 6 цилиндрами двигателя.

Топливом для газового двигателя-компрессора 8ГК являются естественный или нефтяной газы теплотворностью 9000 ккал/м^3 .

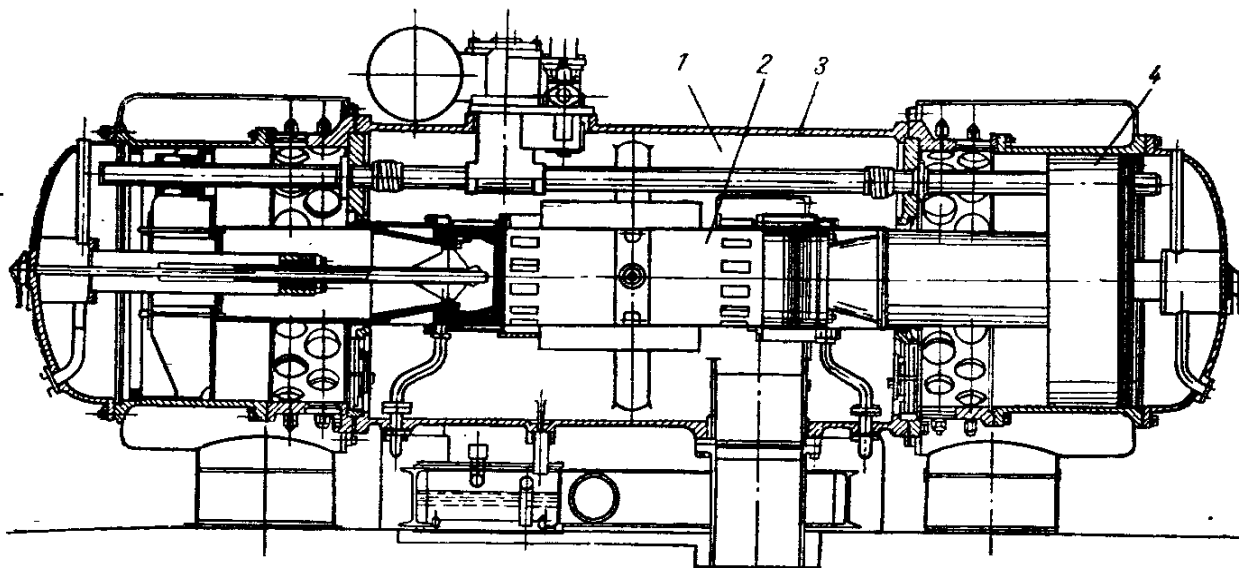
Удельный расход газа при этой теплотворности составляет $0,3 \text{ м}^3/\text{э. л. с. ч.}$

На фиг. 62 представлен поперечный разрез газового двигателя-компрессора 10ГК.

Ниже приводится характеристика этого двигателя-компрессора:

Мощность двигателя на валу (номинальная) в л. с.	1000
Число оборотов в мин.	300
Диаметр цилиндра в мм	355,6
Среднее эффективное давление в кг/см^2	4,17
Минимальное давление сжатия в кг/см^2	7,5

Одним из важных способов использования газообразного топлива является его применение в двигателях исключительно для получения



Фиг. 63. Свободно-поршневой генератор газа (продольный разрез).

газов, направленных в турбину, вращающую электрический генератор. Такие двигатели со свободными поршнями, без коленчатого вала, носят название свободно-поршневых генераторов газа.

На фиг. 63 приведен разрез современного свободно-поршневого генератора газа. Его опорная центральная часть образована бочкообразным сварным стальным корпусом 3 с диаметром, почти равным диаметру цилиндров компрессора 4, находящихся по одному с двух сторон двигателя. В центральной части двигателя расположен цилиндр 2 с камерой сгорания и водяной рубашкой 1. Остальная свободная часть корпуса служит ресивером для воздуха, обеспечивающего продувку и наддув двигателя.

Направляющие части поршней компрессоров являются порш-

нями двигателя. Труба, проходящая по всей длине двигателя, предупреждает поршни от вращения и в то же время, будучи открыта с обеих сторон, выравнивает давление воздуха в камерах компрессорной части двигателя.

Поршни двигателя передвигаются навстречу друг другу за счет расширения воздуха в компрессорных цилиндрах, сжимая при этом смесь, находящуюся между поршнями. В результате воспламенения смеси и расширения газов поршни расходятся. Воздух, засосанный компрессорными поршнями в предыдущем цикле, сжимается и используется для продувки и наддува цилиндра двигателя.

В настоящее время проводятся работы по использованию различных газов и пылеугольных суспензий в свободно-поршневых генераторах газа.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ УСТРОЙСТВА

В этой главе рассматриваются элементы газовых и газожидкостных двигателей, которые являются специфической их принадлежностью, вызванной видом применяемого топлива, рабочим процессом и отчасти областью применения.

При переоборудовании двигателя с воспламенением смеси от искры (низкого сжатия) для работы на газообразном топливе двигатель дополняется следующими деталями и устройствами:

- а) газоподводящим трубопроводом;
- б) отдельными впускным и выпускным трубопроводами;
- в) газовым смесителем;
- г) системой электрического зажигания (свечи, магнето, или аккумулятор — в том случае, если такой системы зажигания двигатель не имеет).

Кроме указанного, должна быть установлена соответствующая степень сжатия двигателя. Моменты открытия и закрытия впускных клапанов устанавливаются оптимальными для работы на газе.

Переоборудуя двигатель для работы по газожидкостному процессу (высокого сжатия), необходимо стремиться:

- а) сохранить мощность двигателя;
- б) установить минимальный расход жидкого «запального» топлива;
- в) сохранить пусковые качества двигателя;
- г) создать системы простого и надежного регулирования;
- д) использовать минимальное количество новых деталей;
- е) обеспечить возможность быстрого переключения с одного вида топлива на другое.

В соответствии с этими требованиями должны быть решены следующие задачи:

- 1) выбрана оптимальная форма камеры сгорания;
- 2) установлена соответствующая степень сжатия;
- 3) определен необходимый угол опережения впрыска жидкого запального топлива;
- 4) созданы газосмесительные органы;

5) установлена система регулирования мощности двигателя путем воздействия регулятора на количество газа, поступающего в цилиндр двигателя за один цикл;

6) приспособлена или заменена топливная аппаратура.

Следует указать, что для каждого конкретного типа двигателя, переводимого на газожидкостный процесс, необходимые для этого изменения в первую очередь определяются конструктивными особенностями данного двигателя и зависят от ряда причин: тактности, способа распыливания топлива, формы камеры сгорания, фаз газораспределения и др.

15. Смесители и газосмесительные клапаны

Приготовление газовойоздушной смеси для питания газового двигателя осуществляется в специальных приборах — смесителях (двигатели с внешним смесеобразованием) или в цилиндрах двигателя (двигатели с внутренним смесеобразованием).

При помощи смесителя представляется возможным регулировать качество и количество смеси, поступающей в цилиндры. Смесительное устройство может быть общим для всего двигателя или индивидуальным для каждого цилиндра. В практике изготовления газожидкостных двигателей встречаются оба вида.

С м е с и т е л и

Выносные смесители, общие для всего двигателя, обычно применяются в двигателях небольшой мощности. Применение такого смесительного органа обеспечивает равномерное распределение горючей смеси по цилиндрам и простоту ручной регулировки.

При конструировании смесителя необходимо брать смесители с большими проходными сечениями во избежание излишних сопротивлений и все дроссельные заслонки выполнять плотно прилегающими к поверхности смесителя для обеспечения в закрытом положении достаточной герметичности.

В зависимости от взаимного направления потоков воздуха и газа, необходимых для образования газовойоздушной смеси, смесители бывают следующих типов (фиг. 64)

с пересекающимися потоками воздуха и газа:

простые (а)

струйные (б)

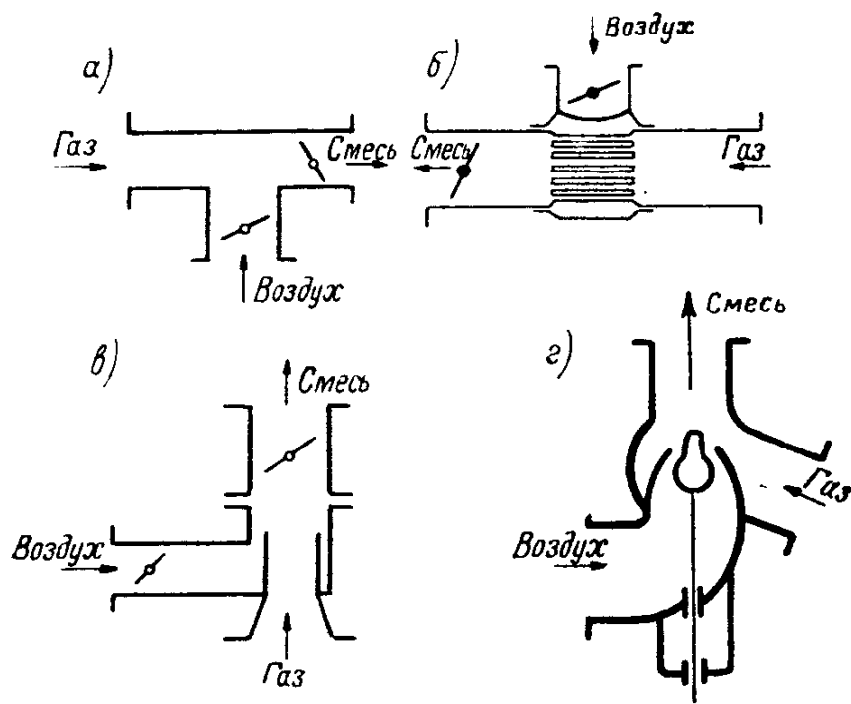
с параллельными потоками воздуха и газа:

простые (в)

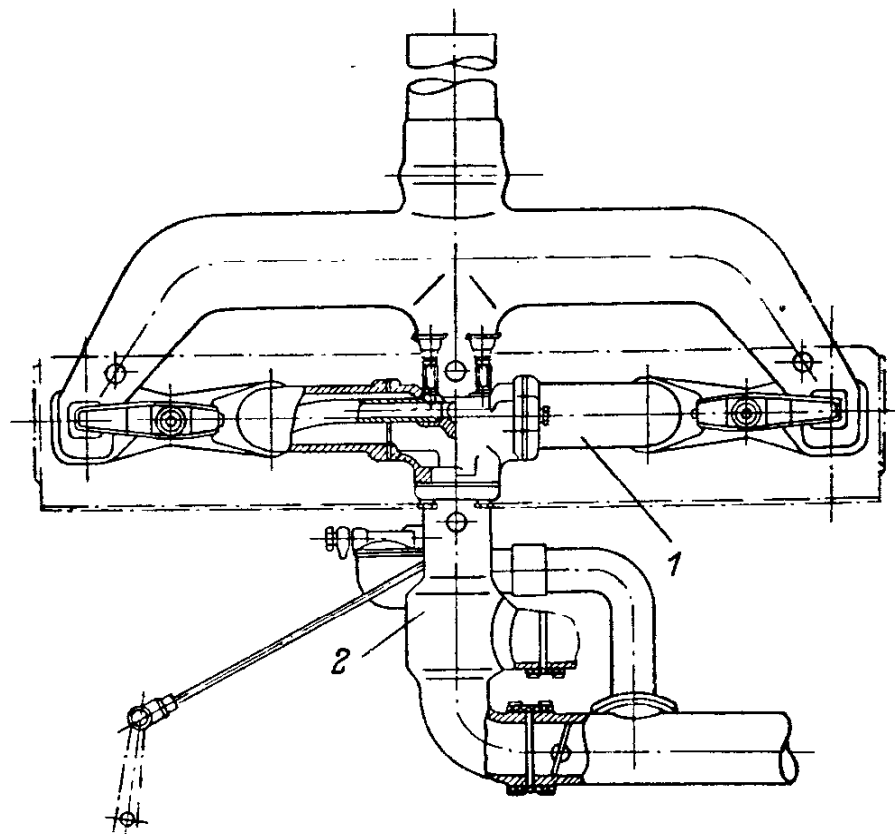
эжекционные (г).

В многоцилиндровых газовых двигателях небольшой мощности на впускном трубопроводе обычно устанавливается один общий смеситель, из которого питаются газовойоздушной смесью все цилиндры (фиг. 65).

У двухтактных нефтяных двигателей с кривошипно-камерной продувкой и зарядкой газовойоздушной смесью смеситель непосредственно присоединяется к картеру двигателя (фиг. 66).



Фиг. 64. Схемы газоздушных смесителей.



Фиг. 65. Схема установки общего смесителя на четырехцилиндровом двигателе:

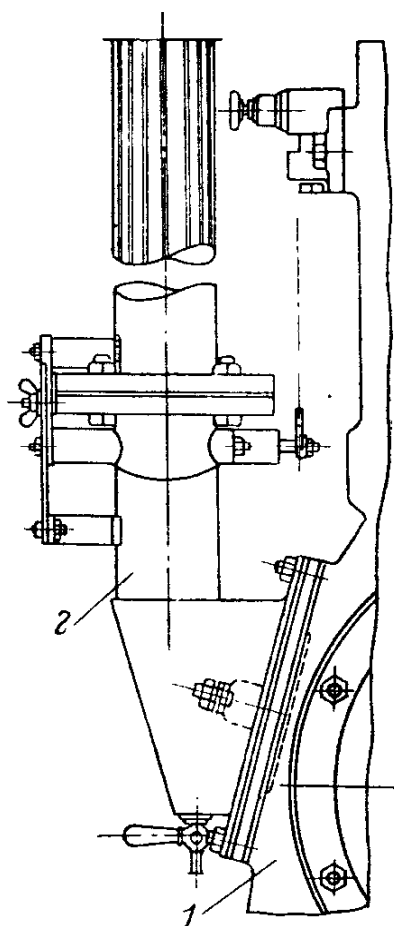
1 — впускной трубопровод; 2 — смеситель.

На фиг. 67 представлена схема смесителя двигателя 6ГСЧ 22/28 мощностью 150 л. с. Этот смеситель относится к золотниковому типу с пересекающимися потоками воздуха и газа. На фиг. 68 представлена схема смесителя двигателя 6ГСЧ 15/18 (ЗД6-ГД) с тремя патрубками в корпусе 1. Фланцем 2 смеситель крепится к впускному трубопроводу двигателя. Патрубок 4 служит для подвода в смеситель генераторного газа, а патрубок 5 — для подвода воздуха.

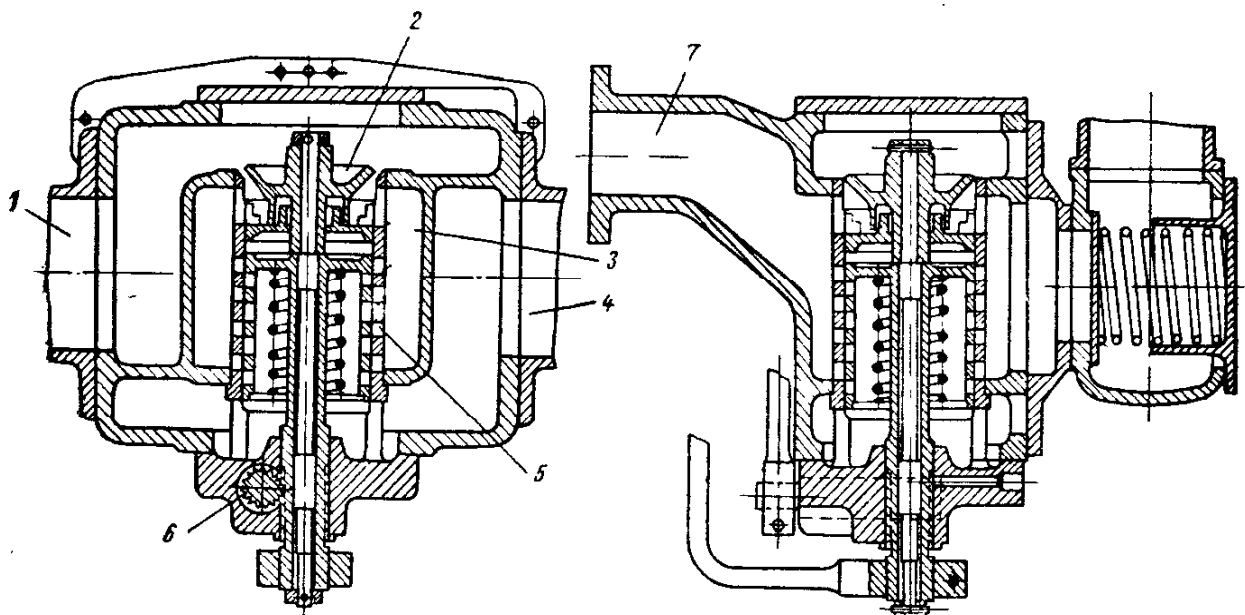
Количественная регулировка осуществляется при помощи заслонки 3, а качественная — заслонки 6.

На фиг. 69 представлено газосмесительное устройство с точной регулировкой газозвоздушной смеси типа «Вентури». Оно дает значительный эффект при установке его на каждый цилиндр двигателя с приводом, обеспечивающим возможность одновременной регулировки всех смесителей.

Смеситель состоит из литого корпуса 1 с патрубком 2 для подачи газа и нижней расширяющейся частью 7 для подачи воздуха. Внутренняя часть смесителя состоит из диффузора с неподвижной частью 8 и подвижной частью 6 с червячным венцом 5. При повороте червячного валика 4 вместе с ним вращается подвижная часть диффузора 6, уменьшая или увеличивая зазор 3



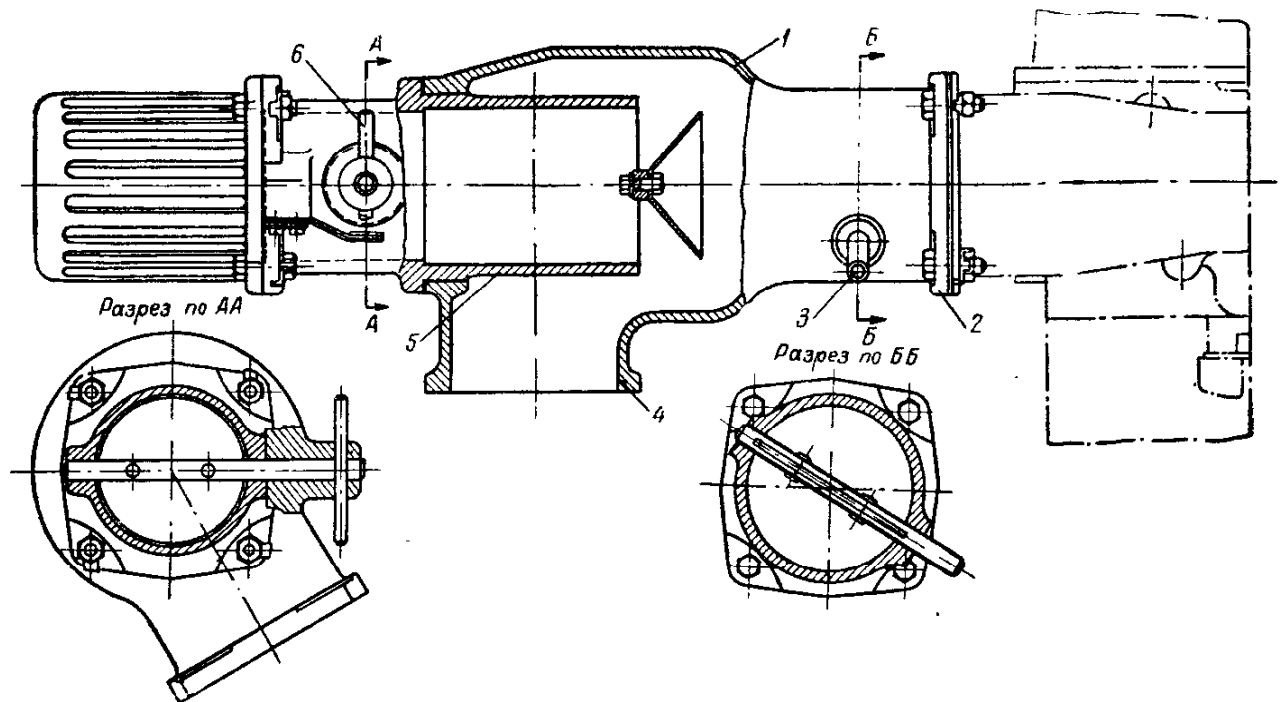
Фиг. 66. Схема установки смесителя на картере двухтактного двигателя: 1 — картер двигателя; 2 — смеситель.



Фиг. 67. Смеситель двигателя 6ГСЧ 22/28:

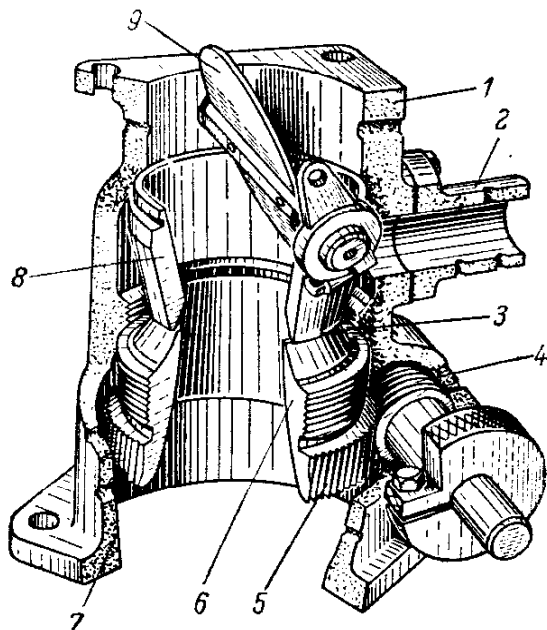
1 — воздушный патрубок; 2 — воздушный клапан; 3 — камера смешения; 4 — газовый патрубок; 5 — золотники; 6 — привод золотника; 7 — патрубок смеси.

между неподвижной и подвижной частями диффузора, таким образом регулируя пропорцию смеси газа и воздуха.



Фиг. 68. Смеситель газа двигателя 6ГСЧ 15/18 (ЗД6-ГД).

Количественная регулировка смеси обеспечивается дроссельным клапаном 9, связанным с регулятором двигателя.

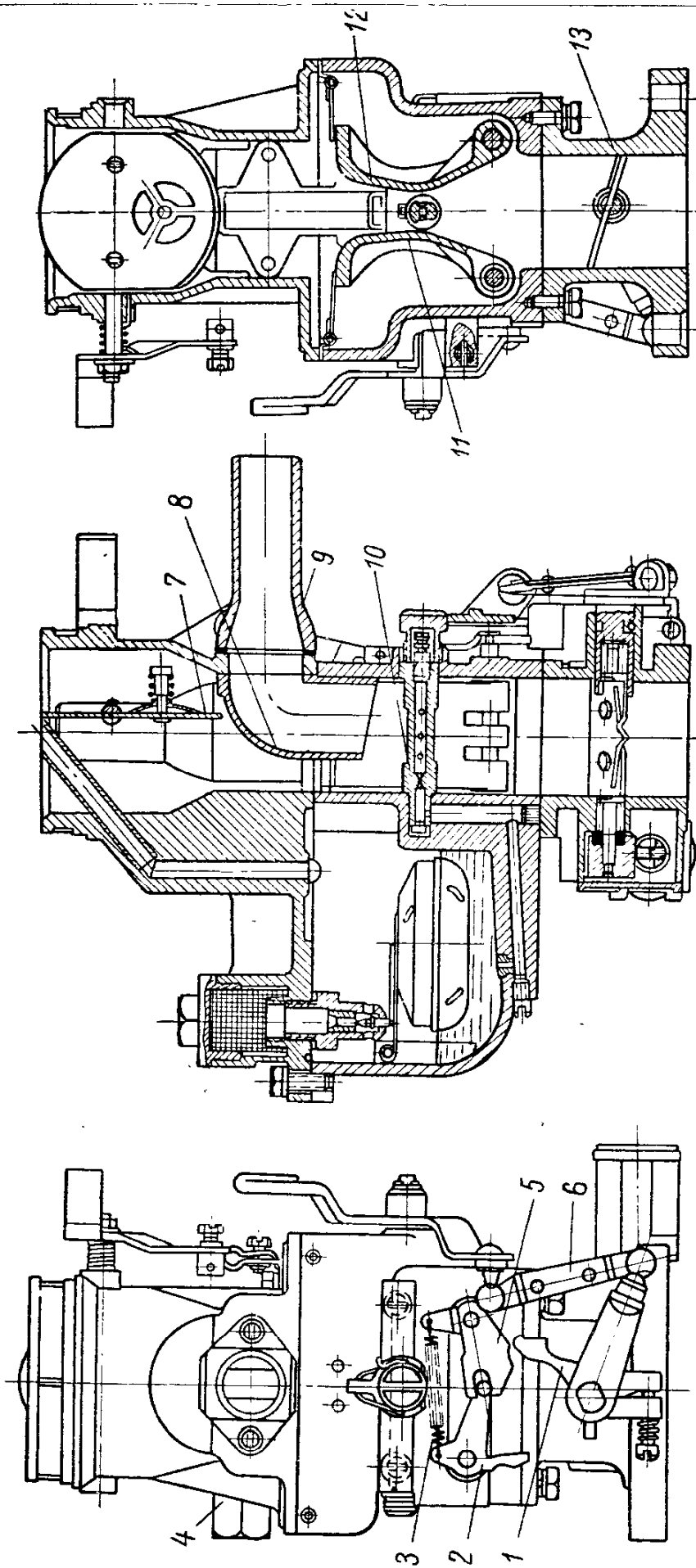


Фиг. 69. Схема газосмесительного устройства с точной регулировкой смеси.

В случае, если двигатель работает на высококалорийном сжатом или сжиженном газе, мощность двигателя равноценна мощности при работе на жидком топливе. При этом представляет интерес сохранение двигателя как универсального, пригодного для работы без переделок как на газообразном, так и на жидком топливе. Этим целям удовлетворяет карбюратор-смеситель МКЗ-К80Д (фиг. 70), изготовленный на базе карбюратора МКЗ-80. Карбюраторы-смесители этого типа применяются на газобаллонных автомобилях ГАЗ-51А и ЗИС-156.

Газосмесительные клапаны

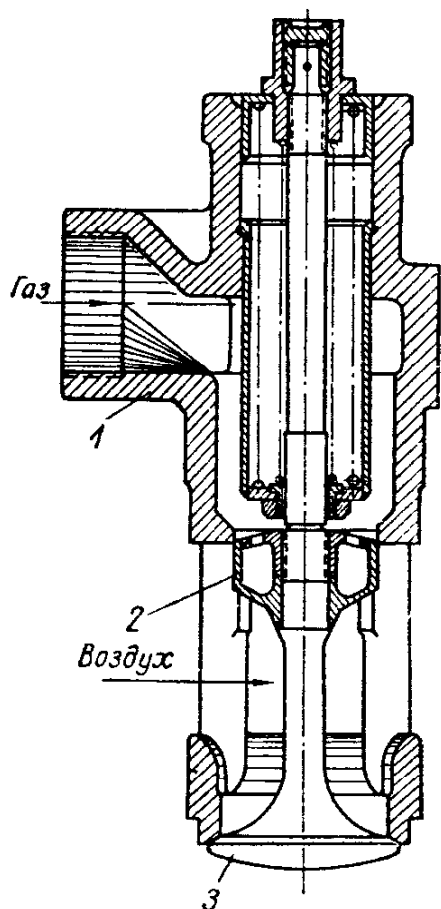
В многоцилиндровых двигателях с большой мощностью установка центрального смесителя не может быть рекомендована, так как смеситель большого объема может вызвать взрыв газа. Центральный смеситель затрудняет равномерное распределение газа по цилиндрам таких двигателей.



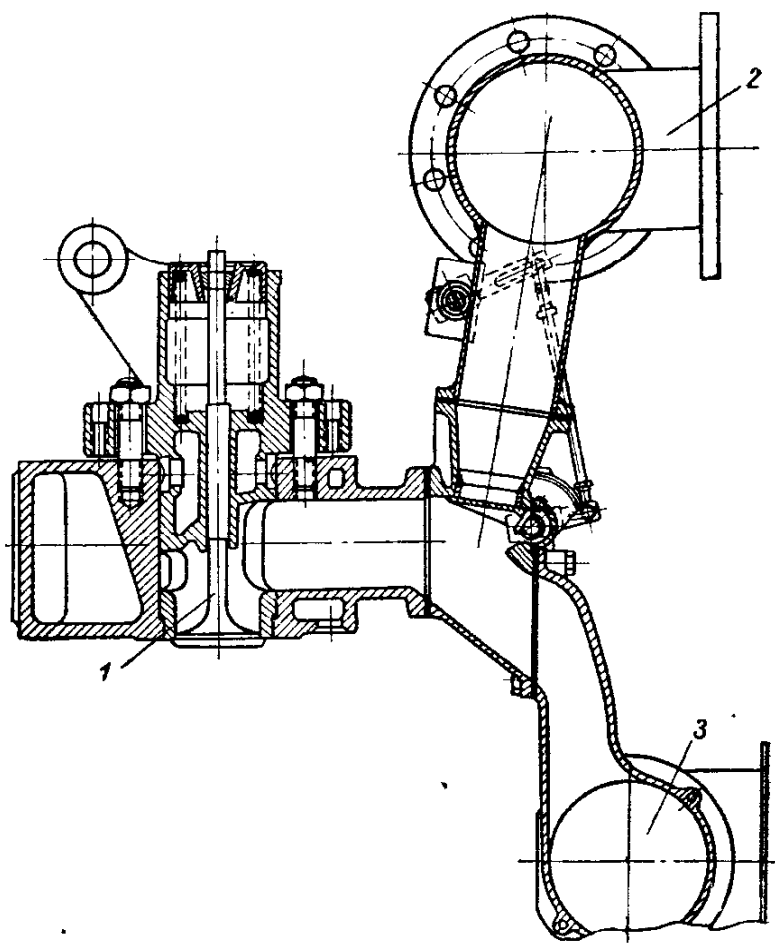
Фиг. 70. Карбюратор-смеситель МКЗ К-80Д:

1 — рычаг дроссельной заслонки; 2 — ведомый рычаг; 3 — стяжная пружина; 4 — входной штуцер для бензина; 5 — ведущий рычаг; 6 — тяга;
 7 — воздушная заслонка; 8 — газовая форсунка; 9 — газовый патрубок; 10 — форсунка бензиновая; 11, 12 — крылья диффузора; 13 — дроссельная заслонка.

Иногда в этих случаях прибегают к установке групповых смесителей, а чаще всего устанавливают индивидуальные. Смесители могут быть выполнены в виде особых клапанов (газосмесительные клапаны) либо в виде особых приспособлений, расположенных в непосредственной близости от крышек цилиндров двигателя и соединенных короткими трубопроводами с впускным каналом крышки.



Фиг. 71. Схема смесительного клапана газового двигателя БК-38



Фиг. 72. Схема газосмесительного устройства газожидкостного двигателя 6ГСЧ 28,5/42:

1 — газосмесительный клапан; 2 — газовый патрубок; 3 — воздушный патрубок.

Наиболее рациональным следует признать устройство газосмесительного клапана, однако при переводе на газ существующих двигателей необходимость раздельной подачи газа и воздуха заставляет прибегать либо к изготовлению новой крышки, либо — газосмесительного клапана.

Смесительный клапан газового двигателя должен обеспечивать не только максимальное наполнение цилиндра, но и создавать наилучшие условия для перемешивания воздуха и газа. Для этого проходные сечения клапана должны удовлетворять равенству:

$$f_1 = 2f_2,$$

где f_1 — проходное сечение воздушного клапана;

f_2 — проходное сечение газового клапана.

На фиг. 71 приведена схема смесительного клапана для двигателя БК-38. Поступление газа в цилиндры и его смешение с воз-

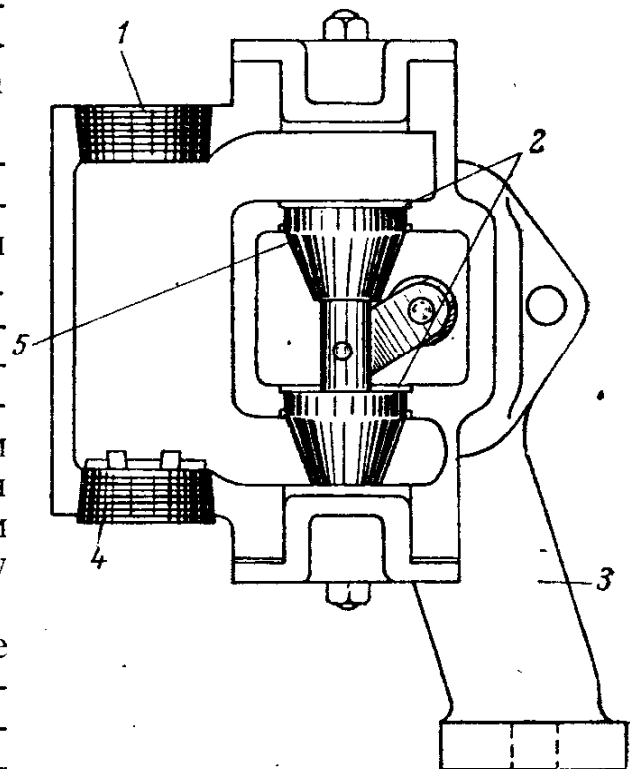
духом осуществляется следующим образом: газ поступает к клапану через корпус 1 сверху, золотник 2 открывает проход для газа несколько позже начала открытия тарелки клапана 3. Это устройство, с одной стороны, предотвращает воспламенение свежего газа в трубопроводе и, с другой,—позволяет, путем перекрытия золотника, выравнивать подачу газа по отдельным цилиндрам.

На фиг. 72 представлена схема газосмесительного устройства газожидкостного двигателя 6ГСЧ-28, 5/42 мощностью 400 л. с.

Газ и воздух подводятся к каждому цилиндру через соответствующий смесительный клапан. Процесс смешения газа с воздухом начинается в камере смесителя и заканчивается в газовпускном канале двигателя, к которому смеситель прикреплен болтами.

Качественное регулирование осуществляется при помощи газовых заслонок, связанных жесткой тягой с регулировочным валликом. Состав смеси регулируется одинаково для всех цилиндров двигателя.

На фиг. 73 дана схема газового клапана для точной дозировки газа по цилиндрам двигателя (клапан устанавливается отдельно на каждый цилиндр).



Фиг. 73. Газовый клапан точной регулировки:

1 — впускное газовое окно; 2 — дозирующие отсечные кромки; 3 — патрубок для впуска газа в цилиндр двигателя; 4 — магнитная пробка; 5 — газовый клапан.

Расчет смесителя газогенераторного двигателя

В конструкции газового смесителя имеется патрубок для подвода газа, патрубок для подвода воздуха, обычно с изменяемым сечением, и патрубок, по которому горючая смесь поступает во впускную трубу двигателя.

Расчет смесителя сводится к определению диаметров указанных патрубков.

Приведем схему расчета смесителя

Расход горючей смеси, отнесенный к давлению 760 мм рт. ст. и температуре 15° С, будет

$$G_{см} = 0,03 \eta_v V_h n \text{ м}^3/\text{ч},$$

но

$$G_{см} = 3600 f_{см} W_{см} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где η_v — коэффициент наполнения двигателя при условиях 760 мм рт. ст., 15° С;

V_h — литраж двигателя в л;

n — число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;
 $f_{\text{см}}$ — площадь сечения патрубка для смеси в м^2 ;
 $W_{\text{см}}$ — скорость смеси в патрубке в м/сек .

Отсюда, подставляя площадь патрубка в сантиметрах, получим: диаметр выходного патрубка смесителя обычно в месте расположения дроссельной заслонки, регулирующей расход смеси (количественная регулировка),

$$d_{\text{см}} = 1,88 \sqrt{\frac{G_{\text{см}}}{W_{\text{см}}}} \text{ см.}$$

Для стационарных двигателей величину $W_{\text{см}}$ следует рекомендовать равной 20—25 м/сек .

При расчете диаметра выходного отверстия представляют интерес потери давления смеси H при ее движении у дроссельной заслонки. Потерю давления можно подсчитать

$$H = \gamma \zeta \frac{W_{\text{см}}^2}{2g} \text{ мм вод. ст.},$$

где γ — удельный вес смеси;

ζ — коэффициент сопротивления смесителя при полном дросселе;

g — ускорение силы тяжести.

При расчете диаметра патрубка для газа $d_{\text{газ}}$ следует иметь в виду, что если его делать меньше $d_{\text{см}}$, то можно ухудшить пусковые свойства двигателя. Вследствие этого принимают

$$d_{\text{газ}} = d_{\text{см}}.$$

Скорость воздуха может быть подсчитана по формуле, предложенной доктором технических наук И. С. Мезиным,

$$W_{\text{в}} = 1,16 \sqrt{\Delta P} \text{ м/сек} \quad (\text{при отсутствии воздухоочистителя}),$$

$$W_{\text{в}} = 1,19 \sqrt{\Delta P - 1,5H_0} \text{ м/сек} \quad (\text{при наличии воздухоочистителя}),$$

где ΔP — разрежение газа перед смесителем в мм. вод. ст. ;

H_0 — сопротивление воздухоочистителя в мм. вод. ст.

Для определения сопротивления воздухоочистителя может быть использована зависимость, данная И. С. Мезиным,

$$H_0 = aG_{\text{в}}^2 \text{ мм вод. ст.},$$

где a — коэффициент, характеризующий сопротивление воздухоочистителя.

Для воздухоочистителей двигателей автотракторного типа он составляет 0,0023 ÷ 0,0037.

$G_{\text{в}}$ — часовой расход воздуха, равный

$$G_{\text{в}} = \frac{\varphi}{1,11 + \varphi} G_{\text{см}} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где φ — весовой коэффициент смешения, представляющий отношение веса воздуха к весу газа в смеси; ориентировочно $\varphi = 1,2 \div 1,5$.

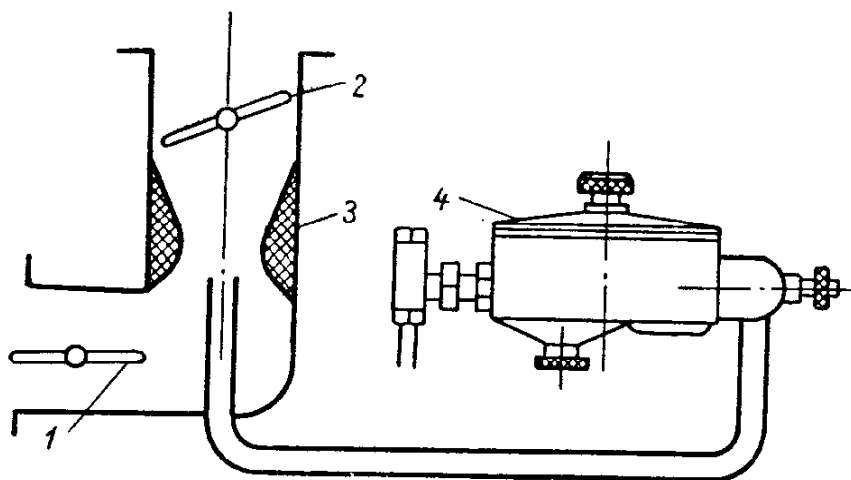
Диаметр воздушного патрубка смесителя

$$d_{\text{в}} = 1,88 \sqrt{\frac{P_0 \varphi G_{\text{см}}}{(P_0 - \Delta P)(1,11 + \varphi) W_{\text{в}}}} \text{ см,}$$

где P_0 — давление воздуха перед смесителем в мм вод. ст.

Топливоподающие устройства двигателей при работе на сетевом газе

Сетевой газ дальних газопроводов и естественные газы местного значения являются ценным топливом для газовых двигателей. Основными агрегатами топливоподводящей аппаратуры в этом случае являются редукционная система и смесительное устройство.



Фиг. 74. Схема элементарного питательного газового устройства для сетевого газа:

1 — воздушная заслонка; 2 — дроссель; 3 — диффузор; 4 — газовый редуктор.

Давление газа перед смесителем снижается при помощи редуктора до давления, близкого к атмосферному.

В этом случае элементарная схема питательного устройства будет представлена в виде смесителя с диффузором и дроссельными заслонками и газового редуктора (фиг. 74).

Может осуществляться и непосредственный ввод газообразного топлива в цилиндры двигателя под действием некоторого давления.

В четырехтактном двигателе, во время такта впуска, цилиндры заполняются чистым воздухом, а газ подается в них под давлением 3—5 *ата*, во время первой половины хода сжатия.

Основное значение данного метода состоит в повышении коэффициента наполнения двигателя путем своеобразного наддува, создаваемого вводимым в цилиндры сжатым газом.

Для двухтактных двигателей может быть применен способ, при котором происходят наполнение и продувка двигателя воздухом, а ввод газообразного топлива в цилиндры двигателя осуществляется под давлением 3—8 *ата* во время первой половины хода сжатия, при помощи специального золотникового механизма.

16. Газовые редукторы

Редукционные системы классифицируются по количеству ступеней в редукторе, по знаку перепада давлений и по ходу клапана.

Бывают одноступенчатые и двухступенчатые редукторы [2]. В одноступенчатом редукторе снижение давления газа до разрежения перед смесителем осуществляется в одной ступени. В двухступенчатом редукторе снижение давления газа осуществляется последовательно в двух ступенях.

По знаку перепада давления различают редукторы с давлением на выходе и с разрежением на выходе.

По ходу клапана редукторы бывают с открытием клапана по ходу газа (прямой ход) и с открытием клапана против направления движения газа (обратный ход).

Редуктор должен удовлетворять следующим требованиям:

а) автоматически снижать и поддерживать на выходе из системы постоянное давление газа, близкое к атмосферному, вне зависимости от расхода газа двигателем;

б) обеспечивать при холостом ходе двигателя давление на выходе из редуктора не более чем на 30 мм вод. ст. ниже атмосферного;

в) обеспечивать герметичность на всем диапазоне давления, на которое рассчитана редуцирующая система;

г) обеспечивать быстрый переход двигателя с одного режима на другой;

д) автоматически прекращать подачу газа при остановке двигателя;

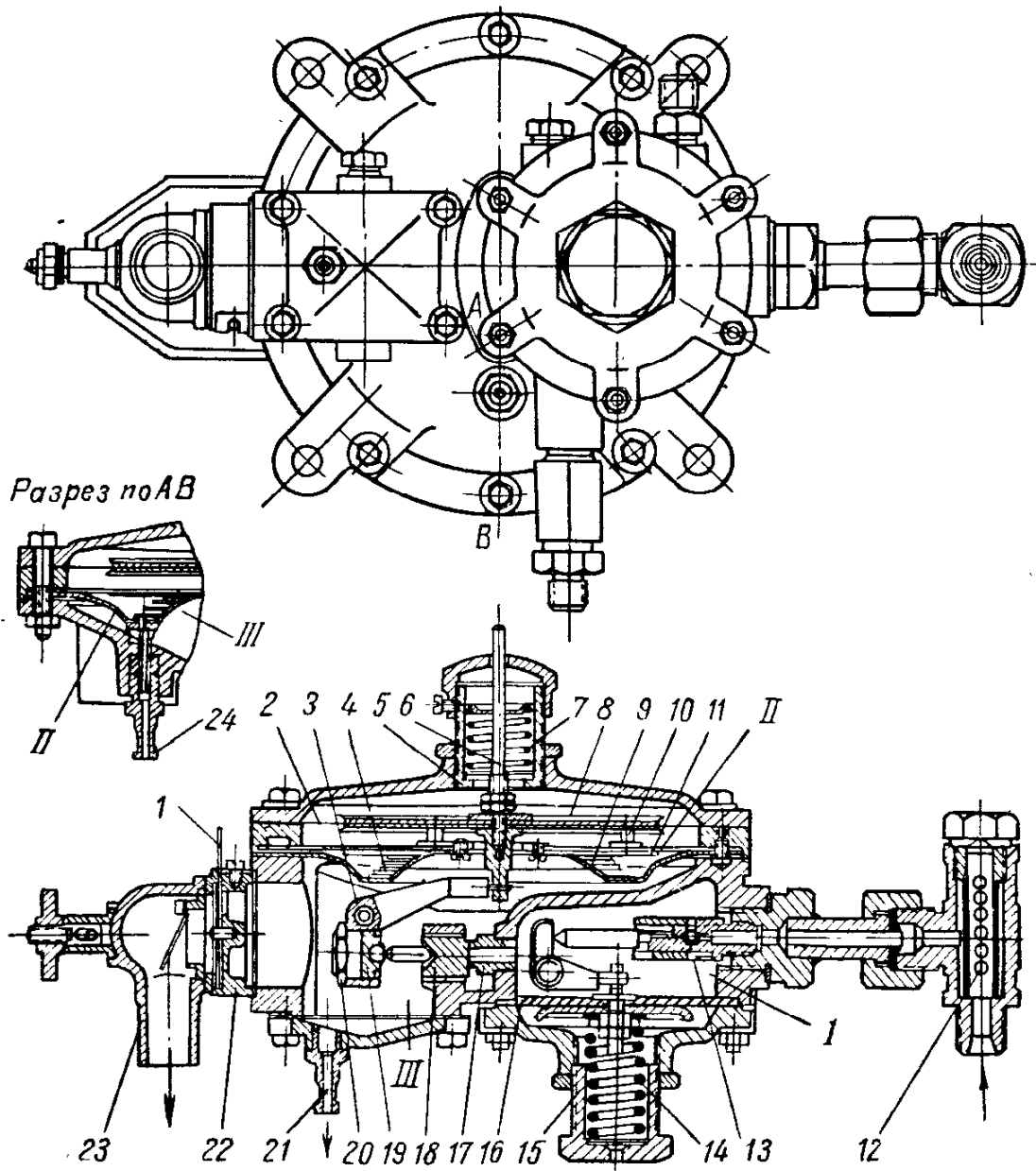
е) обладать компактностью, простотой устройства и обслуживания.

Двухступенчатый универсальный редуктор НАМИ-МКЗ

Для двигателей газобаллонных автомобилей ГАЗ-51Б и ЗИС-156, работающих на сжатых газах, применяется универсальный двухступенчатый редуктор НАМИ-МКЗ без экономайзера и с экономайзером. На фиг. 75 приведен редуктор НАМИ-МКЗ без экономайзера.

При открытом магистральном вентиле газ из баллонов через фильтр 12 поступает в полость I первой ступени редуктора. При неработающем двигателе давление газа на мембрану 16 уравнивает силу пружины 14, расположенной в регулировочной гайке 15, и усилие от давления газа на стальной шарообразный клапан 13 и герметично закрывает его. Клапан 18 второй ступени с регулировочным устройством 19 и 20, имеющий резиновую вставку, находится в закрытом положении и герметично прижат к седлу 17 пружиной 7, расположенной в регулировочном стакане 5, и пружиной 4, упирающейся в мембрану 11 и опорную пластину 9, усилие от которых передается через стержень 6 и рычаг 3 (от пружины 7) и через три упора 10, диски 8, мембрану 2 и рычаг 3 (от пружины 4). В момент пуска двигателя разгрузочная кольцеобразная мем-

брана 11, у которой прилегающая снизу полость II соединена штуцером 24 и резиновой трубкой с впускным трубопроводом двигателя, под действием разрежения 80—90 мм вод. ст. прогибается вниз, сжимает коническую пружину 4 и разгружает клапан 18. Клапан открывается, пропуская газ из полости I в полость III. Давление в полости I устанавливается в пределах $2 \div 3 \text{ кг/см}^2$.



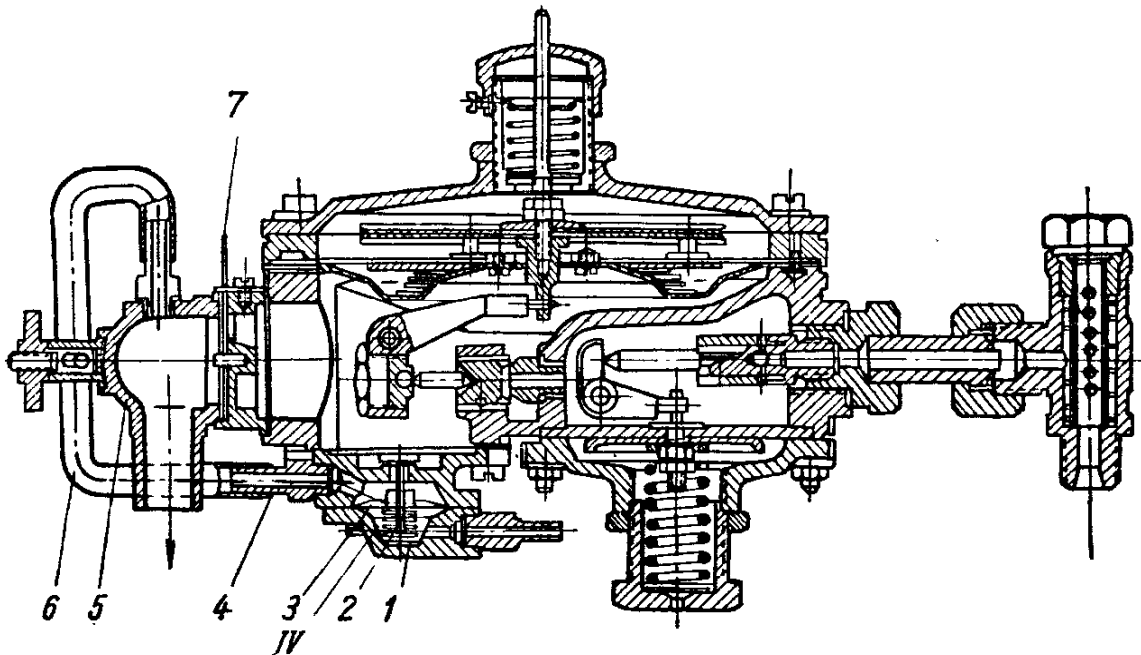
Фиг. 75. Редуктор НАМИ МКЗ без экономайзера.

При малом расходе газа (холостой ход) питание двигателя осуществляется из полости III через канал 21, выведенный в наддрессельную полость смесителя, давление в полости III составляет 5—7 мм вод. ст. С увеличением открытия дроссельной заслонки питание двигателя газом осуществляется через дозатор и патрубок 23, который резиновым шлангом соединен с карбюратором-смесителем. Расход газа увеличивается, давление в полости III постепенно уменьшается до разрежения 20—30 мм вод. ст. Под действием увеличивающегося разрежения мембрана 2 прогибается вниз и посредством стержня 6 и

рычага 3 увеличивает открытие клапана 18. Мембрана 2 регулирует подачу газа соответственно разрежению в смесительной камере карбюратора-смесителя и, следовательно, соответственно нагрузке двигателя.

Дозирующее устройство, которым устанавливается для каждого вида газа необходимое соотношение между газом и воздухом в горючей газозвушной смеси, состоит из неподвижного корпуса 22, имеющего три отверстия, и поворачивающегося золотника 1 с таким же количеством отверстий; поворотом золотника достигается изменение проходного сечения для газа.

Экономайзер редуктора НАМИ-МКЗ (фиг. 76) состоит из камеры IV, клапана 2, мембраны 3, штуцера 4 и патрубков 5, 6, связывающего



Фиг. 76. Редуктор НАМИ МКЗ с экономайзером.

нижнюю полость экономайзера с выходным штуцером редуктора. Экономайзер обеспечивает обеднение газозвушной смеси при работе двигателя на средних нагрузках и обогащение на полной нагрузке. С 1951 года применяется газозвушной редуктор с экономайзером. Он повышает экономичность двигателя и позволяет получать наибольшую мощность.

При работе редуктора с экономайзером процесс подачи газа из редуктора в карбюратор-смеситель происходит следующим образом.

При полной нагрузке двигателя разрежение во впускном патрубке двигателя и в нижней части экономайзера бывает незначительным, вследствие чего пружина экономайзера 1 удерживает клапан 2 в открытом положении. В этом случае газ из полости второй ступени поступает в выходной патрубков редуктора 5 через дозатор 7 и через патрубков 6.

Дополнительное поступление газа в выходной патрубков помимо дозирующего устройства приводит к общему увеличению его поступления в карбюратор-смеситель, что способствует обогащению

газовой смеси до степени, необходимой для работы двигателя на полной мощности.

При работе с неполной нагрузкой во впускном патрубке двигателя и в нижней полости экономайзера создается значительное разрежение, в результате чего мембрана 3 прогибается, сжимает пружину 1, благодаря чему клапан экономайзера 2 закрывается и поступление дополнительного газа в выходной штуцер редуктора прекращается.

В связи с этим общее количество газа, поступающего в карбюратор-смеситель, уменьшается; это приводит к обеднению смеси, что и необходимо при средних нагрузках.

При регулировке редуктора целесообразно пользоваться диаграммой, приведенной на фиг. 77, показывающей зависимость между расходом газа и давлением, устанавливаемым в камере первой и второй ступеней. Необходимо также учитывать при регулировке давления в первой ступени редуктора поправки на величину давления газа или воздуха, которое создается в подводящей к редуктору трубке в период регулировки.

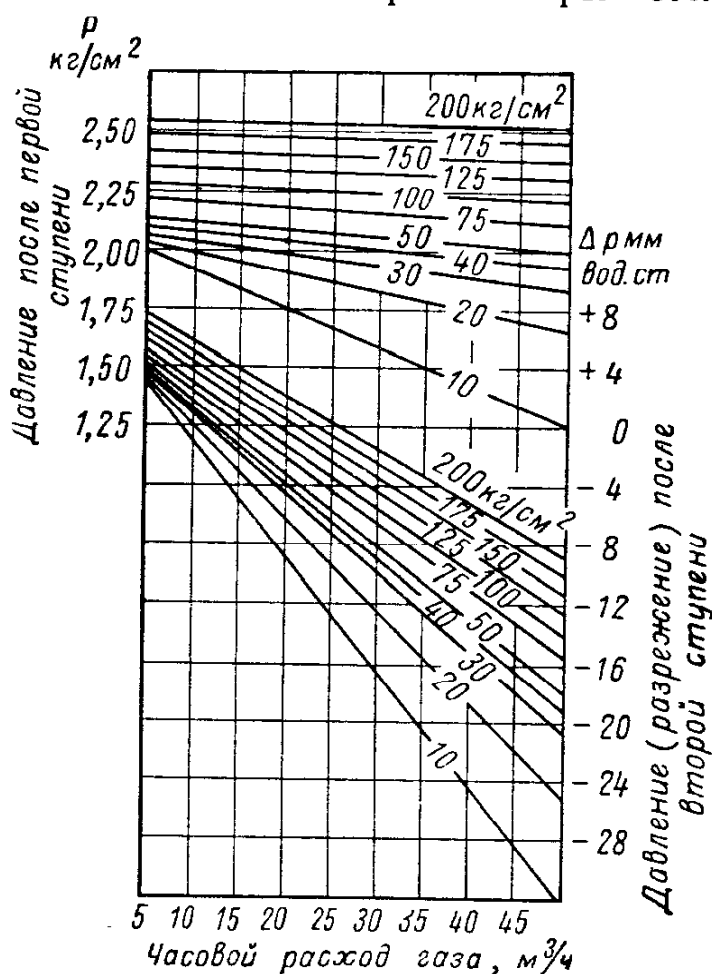
Если при регулировке давление перед редуктором низкое (10 ÷ 20 *ати*), то в камере первой ступени следует устанавливать при работе на газе давление 2,5 *ати*.

В случае, если давление перед редуктором высокое (180 ÷ 200 *ати*), то давление в полости клапана первой ступени устанавливается порядка 3 *ати*.

Топливоподающая аппаратура АЛАН-2М для сжатого газа

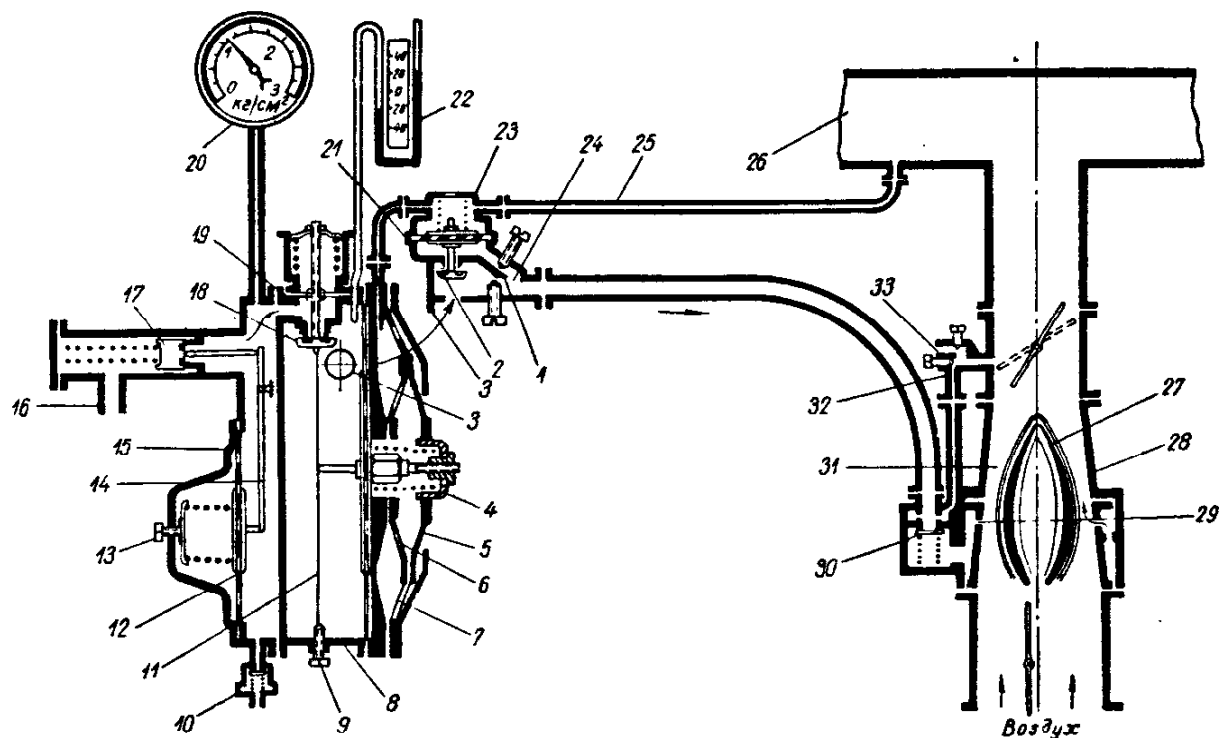
Автомобильной лабораторией Академии наук СССР совместно с Горьковским автозаводом имени Молотова разработана газовая аппаратура для газового двигателя АЛАН-2М (фиг. 78), состоящая из регулятора — двухступенчатого редуктора давления газа, экономайзера и газового смесителя.

Особенностью разработанной аппаратуры является: применение экономайзера, разгрузочного клапана, гибкой ленты в камере



Фиг. 77. Зависимость между расходом газа и давлением в редукторе НАМИ МКЗ.

второй ступени и вакуум разгрузателя, который действует непосредственно на клапан кольцевого диффузора в смесителе. Аппаратура пригодна для сжатых и сжиженных газов и может быть использована как для специально газовых двигателей, так и универсальных бензиновых.



Фиг. 78. Схема топливоподающей аппаратуры (АЛАН-2М для сжатого газа).

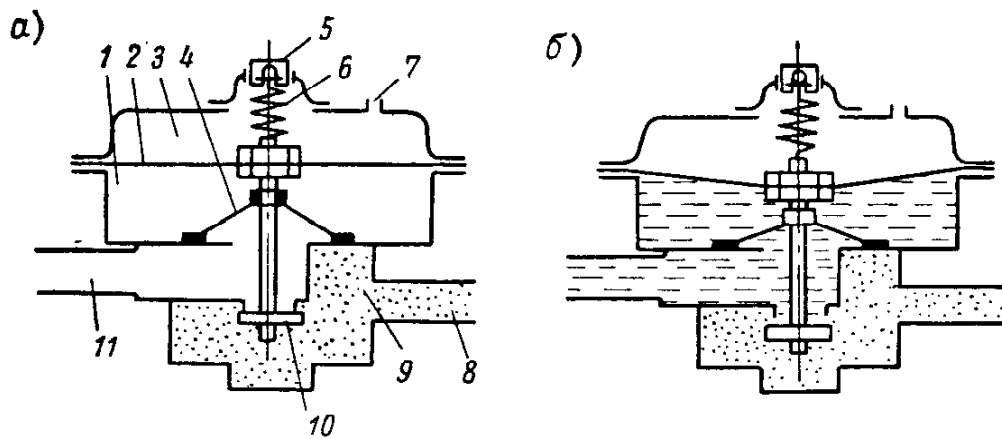
1 — дозирующее сечение основного газа; 2 — клапан экономайзера; 3 — выход газа из редуцирующей системы к дозирующему устройству; 4 — установочный стакан вакуум-разгрузателя; 5 — вакуум-разгрузатель; 6 — мембрана вакуум-разгрузателя; 7 — мембрана второй ступени; 8 — вторая ступень редуцирования; 9 — установочный винт второй ступени; 10 — предохранительный клапан; 11 — гибкая лента; 12 — мембрана первой ступени; 13 — установочный винт первой ступени; 14 — рычажное устройство первой ступени; 15 — первая ступень редуцирования; 16 — вход газа, поступающего из баллонов; 17 — клапан первой ступени; 18 — клапан второй ступени; 19 — уравновешивающая мембрана клапана второй ступени; 20 — манометр первой ступени; 21 — мембрана экономайзера; 22 — пьезометр, показывающий давление газа на выходе из второй ступени; 23 — дозирующее устройство с экономайзером; 24 — дозирующее сечение экономайзера; 25 — трубка к впускному трубопроводу; 26 — впускной трубопровод двигателя; 27 — грушевидный обтекатель; 28 — смеситель; 29 — выходные газовые отверстия; 30 — обратный клапан; 31 — камера смешения газа с воздухом; 32 — канал газа холостого хода; 33 — вход воздуха холостого хода.

Одноступенчатый редуктор для газа низкого давления

Схема этого редуктора приведена на фиг. 79. Отличительной особенностью редуктора является отсутствие рычажной передачи и наличие весьма большого клапана. Степень его открытия зависит от перепада давления на мембрану, т. е. от режима работы двигателя.

17. Камеры сгорания

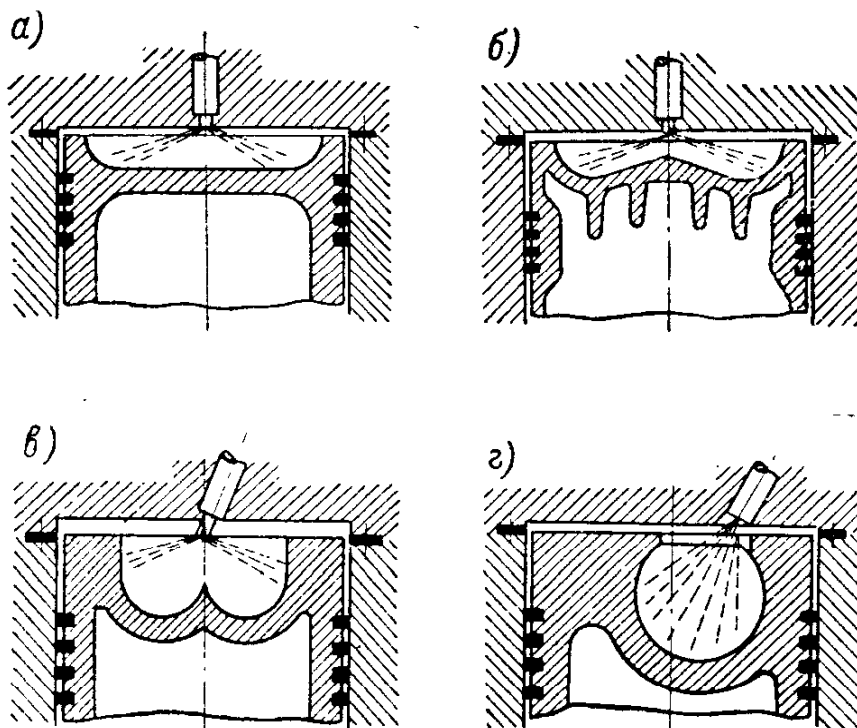
Газовоздушная смесь, поступающая в процессе сжатия в цилиндр газового двигателя, восприимчива к резким изменениям формы камеры сгорания. Перегрев выступающих частей камеры может нарушить управление процессом и привести к преждевременному воспламенению топливного заряда (калильное воспламенение). Это должно особо учитываться при проектировании формы камеры



Фиг. 79. Схема одноступенчатого редуктора для газа низкого давления:

а) при неработающем двигателе; б) при работающем двигателе;

1 — полость разрежения; 2 — мембрана; 3 — полость атмосферного давления; 4 — направляющая штока клапана; 5 — регулировочный колпачок; 6 — пружина; 7 — отверстие для сообщения с атмосферой; 8 — входной патрубок; 9 — полость избыточного давления; 10 — клапан; 11 — выходной патрубок.



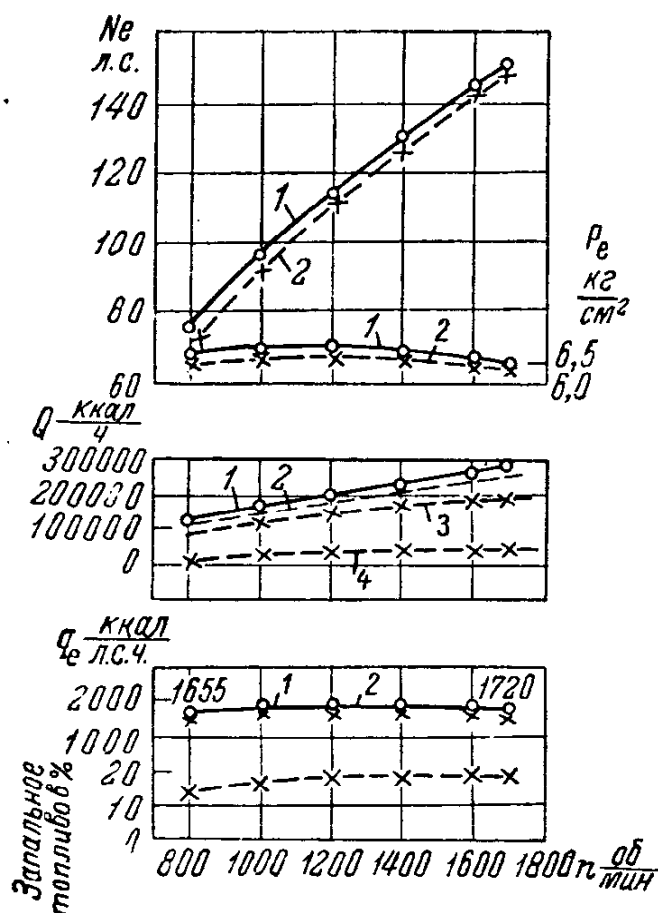
Фиг. 80. Схемы неразделенных камер сгорания:
а) и б) — одинарные камеры непосредственного впрыска;
в) и г) — двойные камеры, размещенные в поршне.

сгорания газожидкостного двигателя, имея в виду, что простота формы камеры сгорания и осуществление в газожидкостном двигателе впрыска топлива ближе к оси цилиндра приводят к улучшению процесса сгорания.

Камеры сгорания, применяемые в газожидкостных двигателях, делятся на два типа: неразделенные (однополостные) камеры непосредственного впрыска со струйным смесеобразованием:

а) без завихрения воздуха,
 б) с предварительным завихрением воздуха в процессе впуска или сжатия;
 разделенные (двухполостные) камеры сгорания:

а) вихревые (организованное завихрение),
 б) предкамерные,
 в) воздушно-аккумуляторные.



Фиг. 81. Сравнительные характеристики работы двигателя со сферической камерой на жидком топливе и на газе с присадкой жидкого запального топлива:

1 — на жидком топливе; 2 — на газожидком топливе; 3 — расход тепла газа; 4 — расход тепла запального топлива.

зующие работу двигателя МАН со сферической камерой на жидком топливе и на газе, с присадкой жидкого запального топлива.

Как видно из приведенных данных, мощность двигателя на газе с присадкой жидкого топлива при всех числах оборотов достигает полной мощности двигателя при работе на жидком топливе.

Удельный расход тепла, равный $1655 \div 1720$ ккал/л. с. ч. на всех числах оборотов, является примерно одинаковым как для работы на жидком топливе с воспламенением от сжатия, так и на газе с присадкой жидкого топлива в пределах $14 \div 18\%$.

На фиг. 82 приведена схема переделки камеры сгорания вихрекамерного двигателя для работы по газожидкостному процессу.

Слева изображена схема обычной камеры сгорания 1 с форсункой и многодырчатым распылителем 2, справа — форма камеры сгорания 3, измененной для работы по газожидкостному процессу с штифтовой форсункой 4. Испытания этого двигателя показали, что основным затруднением в организации рабочего процесса является значительная задержка самовоспламенения топлива на высоких оборотах при небольшом количестве запального топлива. Чтобы сохранить период задержки самовоспламенения в допустимых пределах, необходимо работать с достаточно высоким коэффициентом избытка воздуха. Это приводит к снижению теплотворности рабочей смеси, уменьшению скорости сгорания и тем самым к снижению мощности двигателя.

Результаты испытания двигателя приведены на фиг. 83. Единственно возможное решение вопроса повышения мощности заключается в увеличении угла опережения впрыска жидкого запального топлива с 18° при низком числе оборотов до 34° при высоком числе оборотов.

Приспособление камеры с тепловым аккумулятором грибовидной формы, изображенное на фиг. 84, осуществляется путем удаления теплового аккумулятора 1 и уничтожения теплового зазора 3. Тепловой аккумулятор заменяется вставкой 2, плотно закрепляемой в теле поршня заподлицо.

Значительно бóльшие неудобства встречаются разделенные (двухполостные) камеры и, главным образом, в связи с значительным количеством тепла, аккумулирующимся в стенках предкамеры и приводящим к преждевременному воспламенению газозооушной смеси. Во всех случаях перегородка между предкамерой и цилиндром подлежит удалению. Это необходимо для улучшения продувки цилиндра при работе на газе, кроме того, стенки отверстий перегородки не выдерживают высоких температур.

С выемкой днища предкамеры не только удаляется наиболее горячее место из камеры сгорания, но и дается свободный проход для запального жидкого топлива. Боковое расположение предкамеры при переводе двигателя на газ менее удобно, чем центральное.

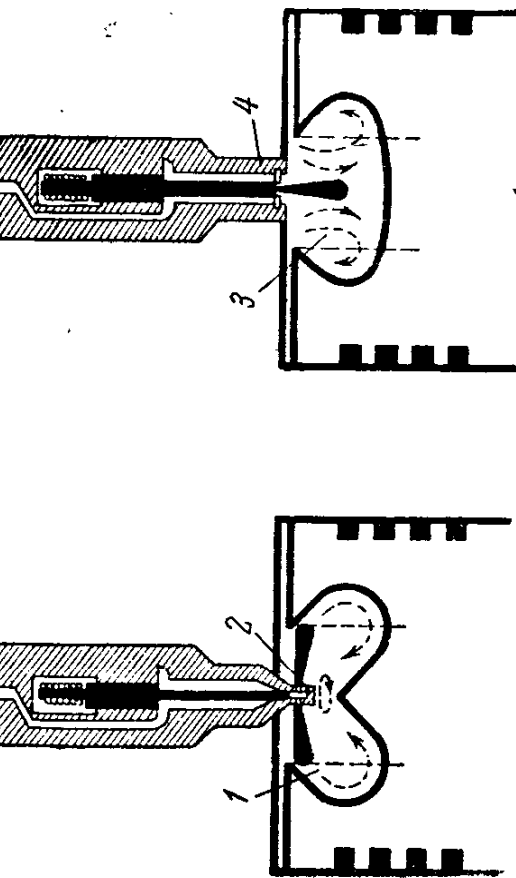
Различают два вида предкамер: неохлаждаемые и охлаждаемые.

На фиг. 85 приведена схема верхней части цилиндра двигателя ОМ 65/3 с переделанной предкамерой. Переделка осуществлена путем удаления предкамеры 1 и укрепления форсунки 2 несколькими дополнительными деталями. Положение предкамеры 1 до переделки показано пунктиром.

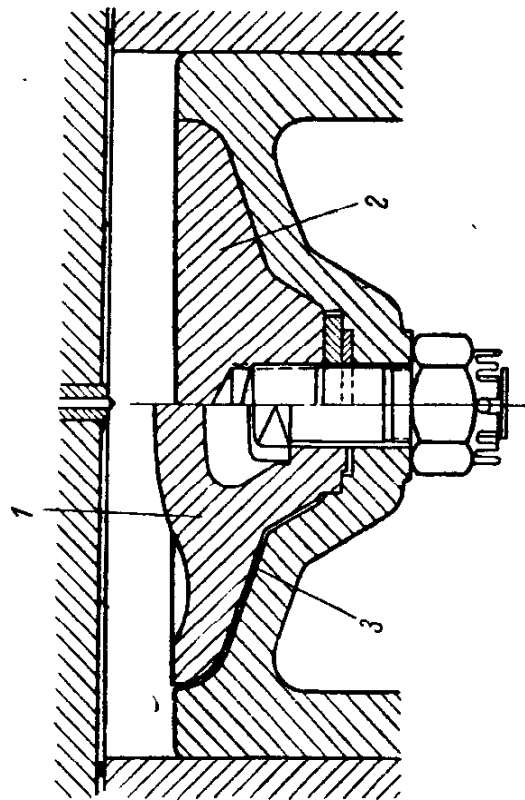
Удаление предкамеры не устраняет недостатков камеры в целом с точки зрения организации процесса сгорания. Предельное обогащение смеси в предкамерном двигателе так и остается меньшим, чем у двигателя со струйным распылением.

На фиг. 86 представлена цилиндрическая крышка предкамерного двигателя, переведенного на работу по газожидкостному процессу. До перевода двигателя на газ объем камеры сгорания складывался из объема предкамеры, расположенной в крышке цилиндра, и собственного объема камеры сгорания 1. Для работы двигателя на газе

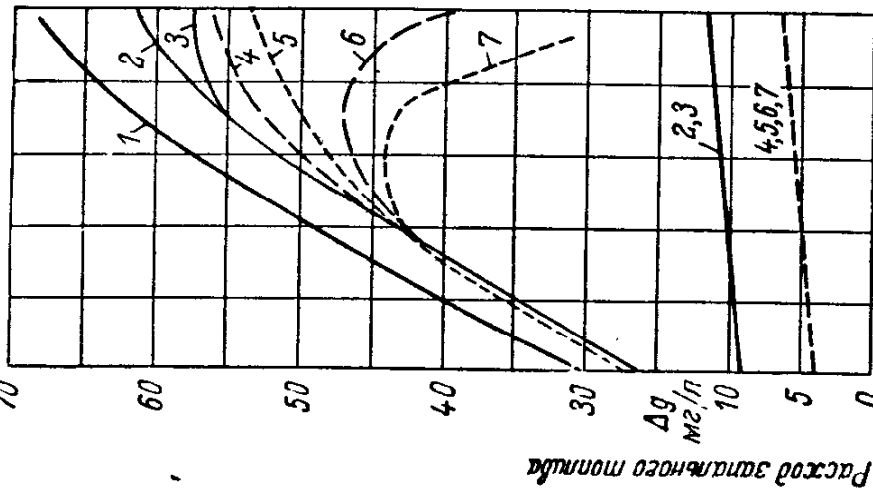
№ л.с.



Фиг. 82. Схема переделки камеры сгорания вихревого двигателя.

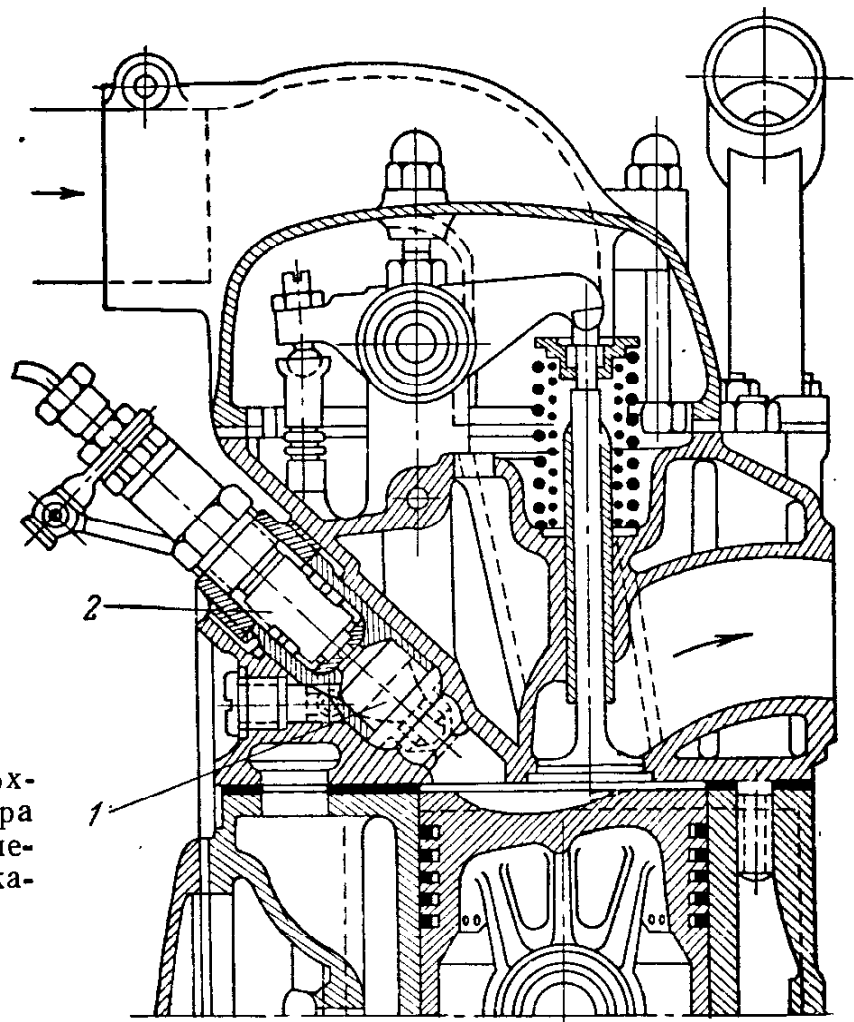


Фиг. 84. Схема приспособления камеры с тепловым аккумулятором грибовидной формы.

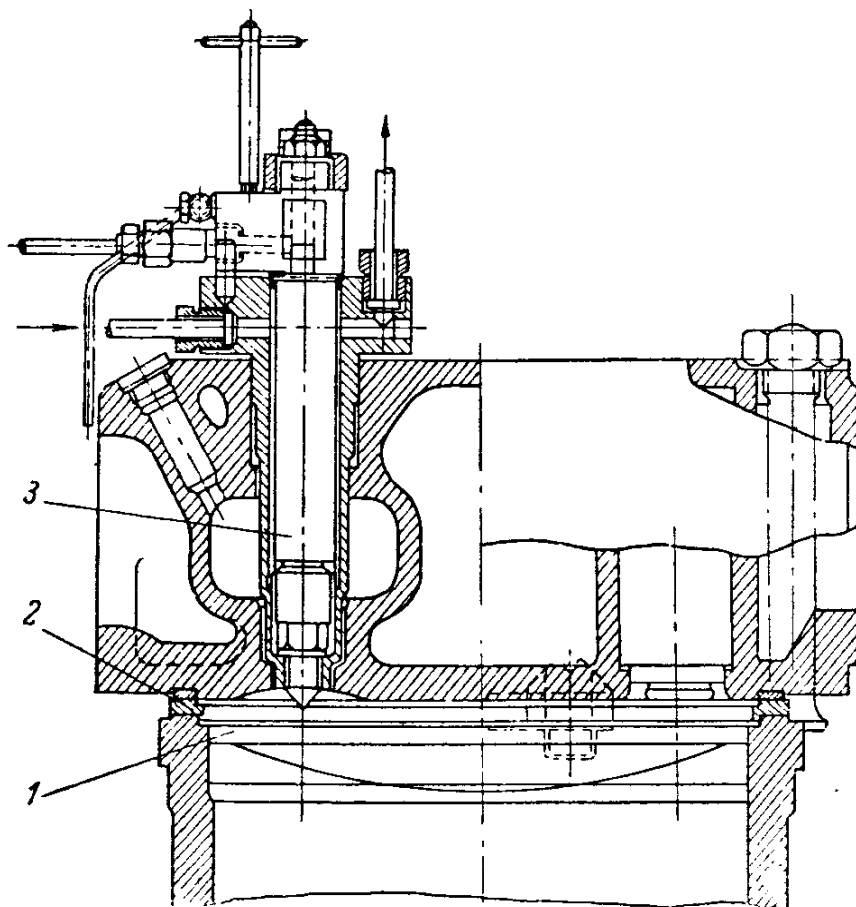


Фиг. 83. Характеристика двигателя «Заурер» при работе на жидком топливе и по газожидкостному процессу:

1 — работа на жидком топливе; 2 и 4 — на генераторном газе с присадкой запального топлива, без клапана, с переменным углом опережения впрыска запального топлива; 3 и 6 — то же, с постоянным углом опережения впрыска запального топлива. 5 — то же, с клапаном и козырьком, угол опережения впрыска запального топлива переменный; 7 — то же, угол опережения впрыска запального топлива постоянный.



Фиг. 85. Разрез верхней части цилиндра дизеля ОМ 65/3 с переделанной предкамерой.

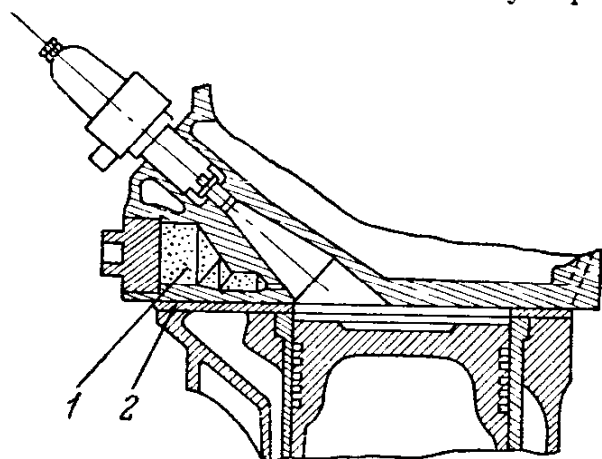


Фиг. 86. Цилиндровая крышка двигателя, переведенного на газожидкостный цикл.

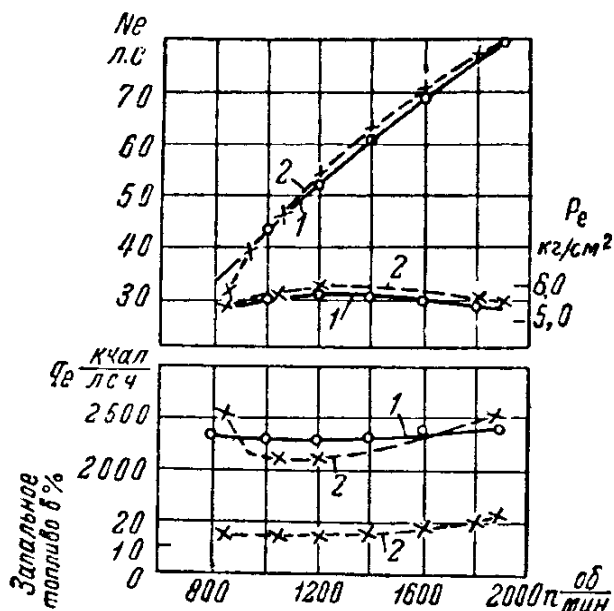
в предкамеру вставлена форсунка 3, которая закрывает канал для соединения предкамеры с цилиндром. Форсунка в связи с этим подает запальное жидкое топливо непосредственно в цилиндр двигателя, при этом объем предкамеры исключен из общего объема камеры сгорания. Для сохранения необходимой степени сжатия между крышкой цилиндра и рабочей втулкой вставлено промежуточное кольцо 2 высотой 9 мм.

В целях уменьшения влияния нагрева предкамеры на процесс работы двигателя на газе иногда вводят искусственное охлаждение предкамеры.

На фиг. 87 дана схема воздушной камеры, приспособленной для работы по газожидкостному про-



Фиг. 87. Схема воздушной камеры.



Фиг. 88. Результаты испытаний двигателя МАН ДО530.

цессу. Приспособление заключается в заглушке воздушной камеры 1 и увеличении объема камеры сгорания за счет установки прокладки 2 между крышкой двигателя и цилиндрической втулкой.

На фиг. 88 приведены сравнительные результаты испытаний двигателя МАН, с указанной выше камерой, при степени сжатия 15 для условий работы на жидком топливе и при степени сжатия 13 для работы по газожидкостному процессу.

Работа двигателя по газожидкостному процессу характеризуется низким удельным расходом тепла на средних оборотах, по сравнению с работой двигателя на жидком топливе.

Одним из важных вопросов перевода двигателей с самовоспламенением на газожидкостный процесс является определение степени сжатия; при этом для разного типа двигателей выбор степени сжатия должен решаться по-разному. Решающую роль в этом вопросе играют величины максимальных давлений сгорания и связанные с ними нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

На основании лабораторных исследований и производственных работ можно указать на общее правило снижения степени сжатия у двигателей с самовоспламенением при переводе их на газожидкостный процесс. У бескомпрессорных двигателей максимально допустимая степень сжатия на газе с присадкой жидкого запального

топлива зависит от способа смесеобразования. В предкамерных двигателях повышенного сжатия, в случае их перевода на газожидкостный процесс, требуется снижение степени сжатия.

В двигателях со струйным и вихревым смесеобразованием практически возможна работа на газе при степени сжатия 16—20, в зависимости от быстроходности и размеров двигателя. Опыты подтвердили [19], что двигатели 4Ч 42,5/60, 4Ч 26/38 и БК-43 успешно работают по газожидкостному процессу без изменения степени сжатия ($\epsilon = 13$).

В двигателях с предкамерным смесеобразованием максимально допустимая степень сжатия не должна превышать 14—15.

Практически снижение степени сжатия осуществляется путем установки прокладок между цилиндром и крышкой (с одновременной переделкой некоторых деталей привода к клапанам), укорочения шатуна, замены поршня или крышки цилиндра.

Если шатун с отъемной мотылевой головкой, то для снижения степени сжатия обычно прибегают к уменьшению числа прокладок или к спиливанию тела шатуна в месте разъема.

18. Аппаратура для подачи жидкого запального топлива

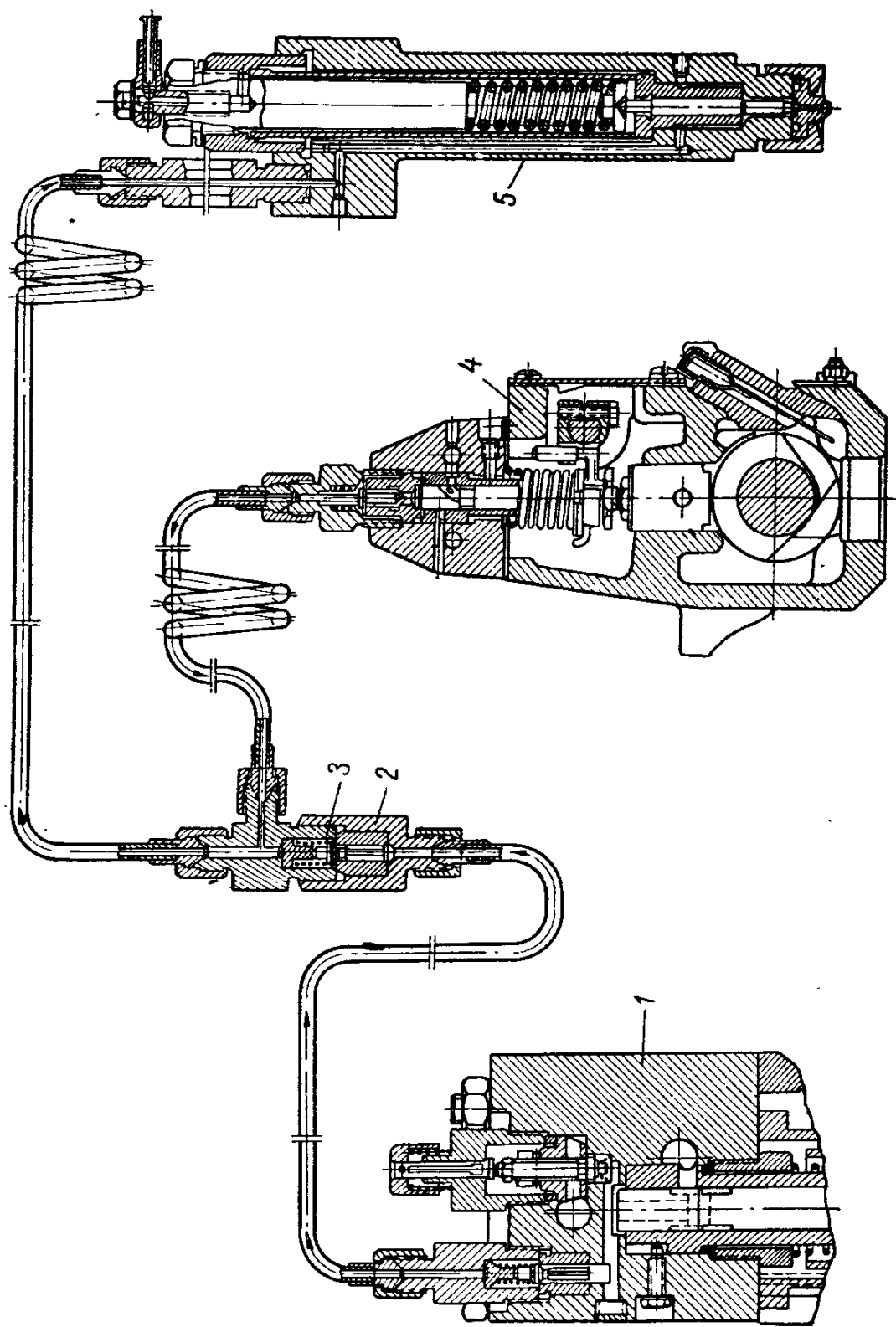
Наиболее важное условие, которое должно соблюдаться при переводе двигателя с жидкого топлива на газожидкостное,— наименьший расход запального топлива и более полное его использование. В среднем, этот расход составляет около 15%, а в отдельных случаях снижается до 5—7% от количества топлива, подаваемого насосом при работе двигателя только на жидком топливе.

Работа элементов топливной аппаратуры на режиме холостого хода не всегда протекает нормально: бывают перебои и неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам. При этом пропуски и утечки топлива через неплотности являются наиболее характерными трудностями в настройке работы топливной системы. Чем меньше топлива подается насосом, тем больше влияние утечек.

Опыт перевода двигателей с самовоспламенением с жидкого топлива на газожидкостное показывает, что в ряде случаев приходится прибегать к приспособлению конструкции топливного насоса для работы на малых подачах.

Расход запального жидкого топлива зависит от типа топливного насоса, метода регулирования подачи топлива, тщательности ухода за насосом и calorийности газа. Золотниковые топливные насосы типа ККАЗ, 38-К-8 и другие могут подавать меньшее количество запального топлива, чем насосы, регулируемые отсечными клапанами, так как в них начало подачи наступает при значительной скорости движения плунжера. Кроме этого при работе двигателя с насосами с отсечными клапанами возможно попадание воздуха в рабочую полость насоса.

При переводе двигателя В2-300 на природный газ топливный насос регулируется таким образом, чтобы разница подачи топлива на максимальной мощности двух любых пар плунжеров не превы-



Фиг. 89. Схема соединения топливных насосов газожидкостного двигателя с форсункой.

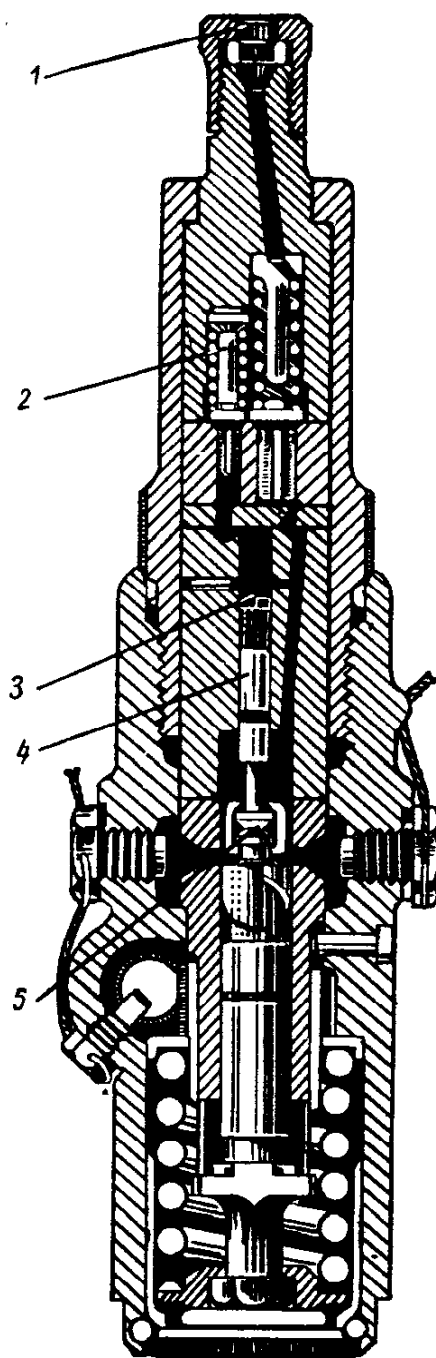
шла 3—4%. Коренное улучшение и значительное повышение экономичности работы двигателя на газожидкостном топливе достигается установкой дополнительного насоса небольшой производительности и форсунки малых размеров. При этом двигатель сможет работать на жидком топливе с основным топливным насосом и на газожидкостном топливе с дополнительным насосом. Специальные топливные насосы типа ККАЗ, обеспечивая подачу топлива от 150 до 450 мм³ за один ход плунжера, могут быть установлены на двигателях с цилиндровой мощностью до 50 л. с.

В качестве примера газожидкостных двигателей с двумя топливными насосами можно привести судовой двигатель БГСЧ 28/45 мощностью 400 э. л. с. Один насос служит для подачи топлива при работе только на жидком топливе, а другой — для подачи запального жидкого топлива при работе двигателя на газе. Оба топливных насоса блочные золотникового типа со своими кулачковыми валиками, с регулированием количества подаваемого топлива путем поворота плунжера.

Топливные насосы (фиг. 89) основной 4 и вспомогательный 1 соединяются с форсункой 5 через тройник 2 с обратным клапаном 3, служащим для отключения нагнетательного трубопровода вспомогательного топливного насоса 1 при работе двигателя на жидком топливе. Как видно из рисунка форсунка, этого двигателя закрытого типа с многодырчатым распылителем.

В некоторых случаях топливные насосы могут быть объединены. Объединенный топливный насос для двигателей двойного топлива показан на фиг. 90.

При переводе газожидкостного двигателя на сжиженный газ последний может впрыскиваться с помощью стандартной топливной аппаратуры, однако следует учитывать различные удельные веса жидкого топлива и сжиженного газа. В целях надежного воспламенения рекомендуется к сжиженному газу



Фиг 90. Единый топливный насос для двигателей двойного топлива с двумя плунжерами:

1 — выпускной канал для подачи основного или запального топлива в общий распылитель; 2 — вспомогательный контрольный клапан для принудительного регулирования впрыска; 3 — положение деталей насоса для обеспечения точного отмеривания запального топлива; 4 — вспомогательный плунжер малого диаметра с удлиненным ходом для точной дозировки запального топлива по цилиндрам; 5 — гибкая саморегулирующаяся муфта главного плунжера для привода плунжера запального топлива.

прибавлять 5—7% нефтяного жидкого топлива, которое может быть впрыснуто в трубопровод, наполненный сжиженным газом, при помощи дополнительного одноплунжерного насоса.

При впрыске топлива не в среду чистого воздуха, а в газоздушную смесь величина запаздывания самовоспламенения значительно больше. В связи с этим при переводе двигателя на работу по газожидкостному процессу большое внимание должно быть уделено выбору угла опережения φ впрыска жидкого запального топлива.

Величина φ зависит от степени сжатия, числа оборотов двигателя, допустимых давлений сгорания и коэффициента избытка воздуха, но определить ее можно только экспериментальным путем.

При переводе на газожидкостный процесс бескомпрессорных двигателей со струйным и вихревым смесеобразованием угол опережения впрыска топлива приходится уменьшать, а двигателей с разделенными камерами (предкамерные, воздушнокамерные и др.) — увеличивать. Для примера приводятся экспериментально установленные величины угла опережения впрыска топлива у двигателей с самовоспламенением, переведенных на газожидкостный процесс.

Двигатель ЗДБ-ГД	$\varphi = 40^\circ$	до в. м. т.
Двигатель 6БК-43	$\varphi = 15^\circ$	"
Двигатель Коломенского завода	$\varphi = 8^\circ$	"
МАН-ДО-5346	$\varphi = 25-31^\circ$	"
Геншель	$\varphi = 25^\circ$	"

19. Регулирующие устройства газовых и газожидкостных двигателей

Основная задача регулирования газовых и газожидкостных двигателей состоит в том, чтобы поддержать соответствие между нагрузкой и развиваемой двигателем мощностью.

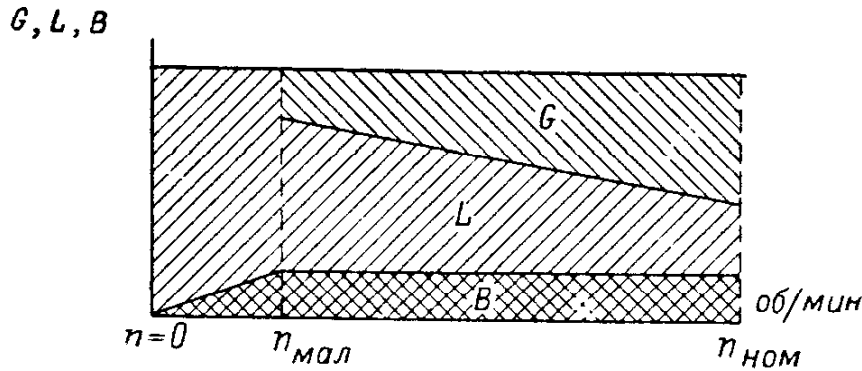
В газовых и газожидкостных двигателях различают три способа регулирования: регулирование пропусками, качественное и количественное регулирование.

Регулирование пропусками является наиболее простым методом и осуществляется путем периодического прекращения подачи топлива или размыкания цепи зажигания смеси. Подача топлива прекращается либо путем перекрытия газового канала, либо полным перекрытием канала горючей смеси. При этом впускной клапан остается во время всасывания закрытым, а выпускной — открытым. Недостатком этого способа регулирования является нарушение равномерной работы двигателя. Регулирование пропусками может быть применено только на двигателях малой мощности.

Метод качественного регулирования предусматривает воздействие на состав горючей смеси путем установки дроссельного органа на газовпускном трубопроводе.

На фиг. 91 приведена диаграмма изменения состава смеси в зависимости от числа оборотов двигателя при качественном регулировании. Как видно из приведенной диаграммы, отношение воздуха

к топливу в горючей смеси возрастает при уменьшении числа оборотов. На малых нагрузках этот способ регулирования также приводит к переобеднению смеси, горение которой сопровождается обратными вспышками, пропусками воспламенения и потерей тепла вследствие уменьшения скорости горения смеси и догорания ее на линии расширения.

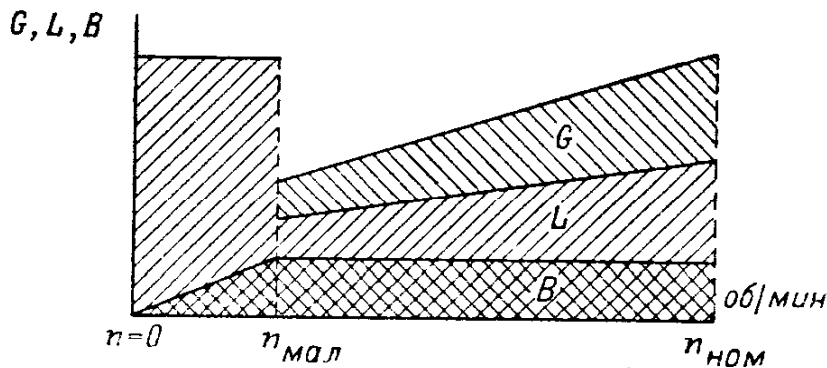


Фиг. 91. Диаграмма изменения состава смеси в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя при качественном регулировании:!

G — газ; L — воздух; B — жидкое топливо.

Сущность метода количественного регулирования заключается в том, что изменение мощности двигателя достигается путем изменения количества свежего заряда постоянного состава, поступающего в цилиндры двигателя.

На фиг. 92 приведена диаграмма изменения количества смеси, поступающей в цилиндры двигателя, с изменением числа оборотов



Фиг. 92. Диаграмма изменения количества смеси, поступающей в цилиндры двигателя, с изменением числа оборотов коленчатого вала при количественном регулировании.

G — газ; L — воздух; B — жидкое топливо.

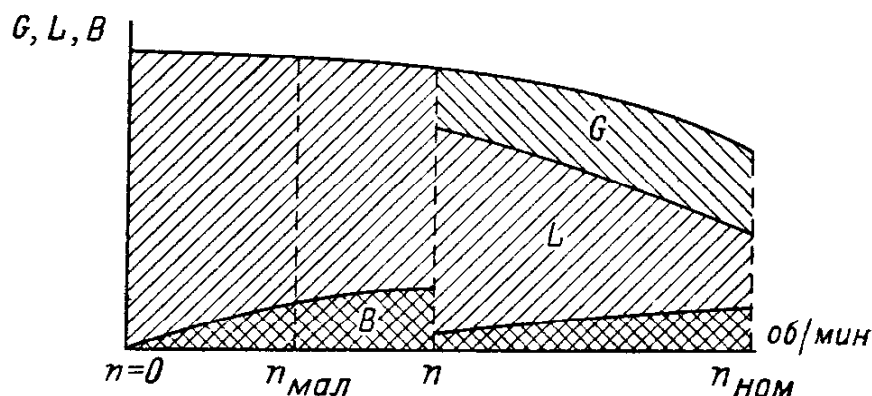
при количественном регулировании, которое осуществляется установкой дроссельных приборов как на газопусковых, так и на воздухопусковых трубопроводах двигателя. При переходе на малые обороты расход смеси снижается; происходящее при этом сильное дросселирование при впуске газа и воздуха приводит к увеличению насосных потерь и может создать условия, затрудняющие своевременное воспламенение запального топлива.

Отмеченные выше недостатки количественного и качественного регулирования могут быть в большей мере устранены при переходе на

способ смешанного регулирования, при котором в области высоких нагрузок происходит качественное, в области малых нагрузок — количественное регулирование.

Практически для газожидкостного процесса в качестве основного метода регулирования следует рекомендовать качественное регулирование, с возможностью дросселирования воздуха в смесителе. В данном случае дросселирование дает возможность обеспечить наилучшее соотношение газа и воздуха, а также обогатить смесь при переходе на малые нагрузки.

Так как расход газозвдушной смеси и жидкого топлива на цикл зависит от числа оборотов коленчатого вала двигателя, выражаться он будет кривой для смеси — убывающей, а для жидкого топлива —



Фиг. 93. Действительная диаграмма изменения состава смеси при качественном регулировании газожидкостного процесса.

G — газ; L — воздух; B — жидкое топливо.

возрастающей с возрастанием числа оборотов. Действительная диаграмма изменения состава смеси при качественном регулировании в этих условиях [20] приведена на фиг. 93.

Регулирование при газожидкостном процессе и передача от регулятора к регулирующим органам несколько усложняются, так как при этом необходимо, чтобы в момент пуска двигатель работал на жидком топливе, в дальнейшем работа его протекала бы с воздействием регулятора на количество поступающего газа, причем подача запального топлива оставалась бы постоянной, с возможностью ручного ее регулирования, а в случае чрезмерного повышения числа оборотов двигателя осуществлялось бы автоматическое выключение как газа, так и жидкого топлива.

Однако эти требования могут быть выполнены по определенной кинематической схеме, предусматривающей упругую связь газового дросселя с регулятором и связь регулятора с отсечным валиком топливных насосов, позволяющей ограничивать вручную максимальное количество подаваемого запального жидкого топлива, но не препятствующей воздействию регулятора на отсечку в сторону изменения дозы и полного выключения запального топлива, в случае чрезмерного повышения числа оборотов двигателя.

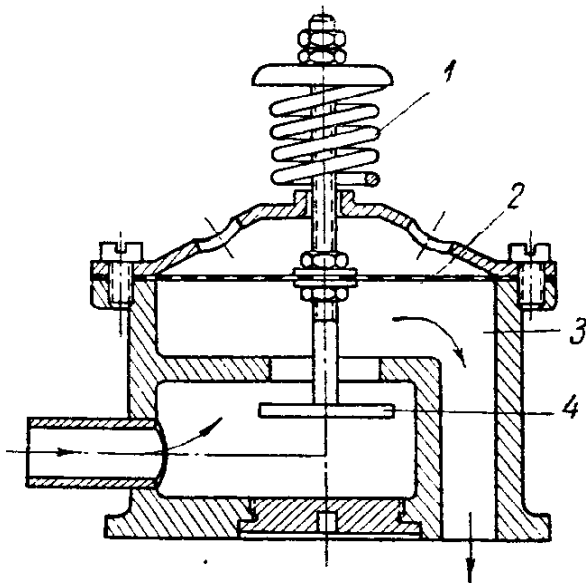
Конструктивное оформление ручного ограничителя должно обеспечивать прецизионную регулировку дозы запального топлива и

быстрый переход к нормальному воздействию регулятора на отсечку для работы на жидком топливе. Упругие звенья должны быть выполнены так, чтобы не требовалось дополнительных усилий на муфту регулятора в процессе регулирования.

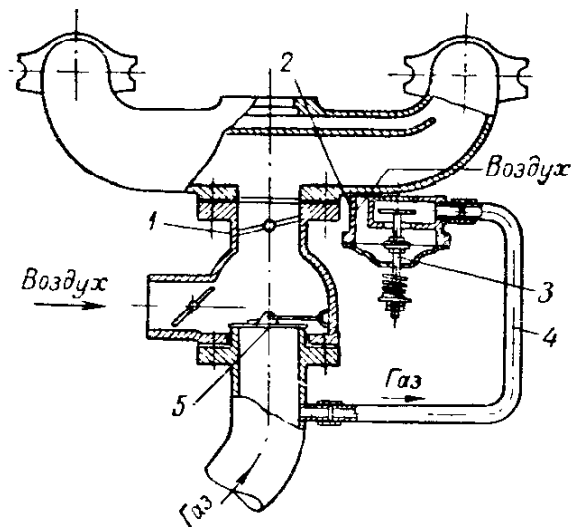
Ниже мы остановимся на кратком описании некоторых конструктивных схем регулирования в системе смесобразования газовых двигателей с искровым зажиганием и газожидкостных с самовоспламенением.

Схемы регулирования смеси в двигателях с искровым зажиганием

Для стабилизации числа оборотов холостого хода и улучшения приемистости газового двигателя смесители снабжаются клапанными вакуумными регуляторами — байпасами. Наиболее удачная конструкция этого прибора была предложена в НАТИ инж. Г. Г. Терзи-



Фиг. 94. Диафрагменный байпас НАТИ.



Фиг. 95. Схема включения байпаса НАТИ в систему питания.

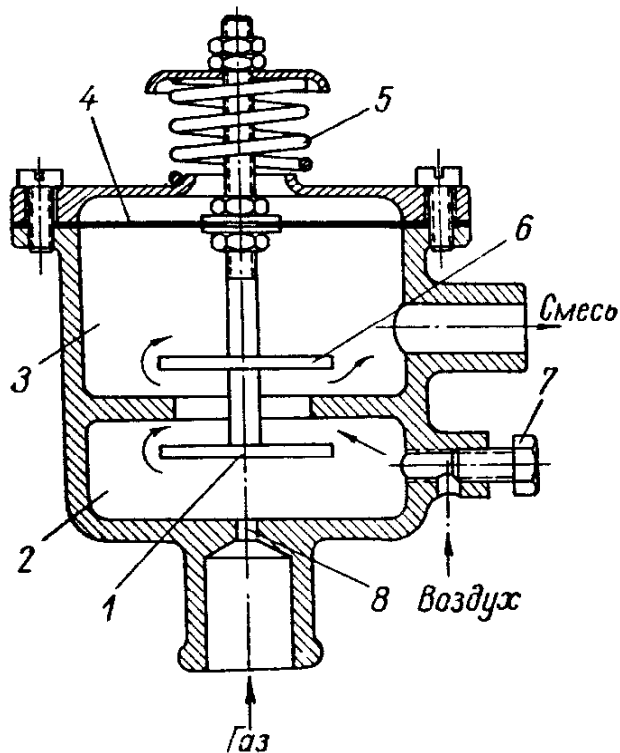
башьяном (фиг. 94). Байпас — диафрагменного типа, состоит из металлической коробки с клапаном 4 и резиновой диафрагмы 2.

Разрежение, возникающее в полости 3, соединенной каналом с впускным трубопроводом, преодолевает во время холостого хода натяжение пружины 1, вследствие чего диафрагма открывает клапан 4, через который газ поступает в полость 3, а затем направляется во впускной трубопровод двигателя. Схема включения этого байпаса в систему питания двигателя приведена на фиг. 95.

Во время холостого хода горючая смесь газа с воздухом поступает во впускной трубопровод, минуя дроссель смесителя 1, который должен быть плотно закрыт. Генераторный газ подсасывается в трубопровод через обводную трубу 4 и автоматический клапан 3, а воздух — через специальное небольшое калиброванное отверстие 2. Обратный клапан 5 при холостом ходе под действием силы собственного веса закрывается и поэтому приостанавливает вход газа в смеситель.

Поступление газа и воздуха в двигатель во время холостого хода происходит под влиянием высокого разрежения во впускном трубопроводе, поэтому пропорция между ними не зависит от небольших давлений газа перед смесителем. Путем соответствующего подбора калиброванного отверстия для воздуха байпас может быть отрегулирован на весьма богатую смесь. Эти мероприятия поддерживают число оборотов холостого хода постоянным.

В НАТИ И. С. Мезиным предложен байпас, реагирующий на изменение химического состава газа. Этот прибор основан на том



Фиг. 96. Байпас НАТИ, реагирующий на химический состав газа.

положении, что разрежение во впускном трубопроводе при работе двигателя на холостом ходу при заданном числе оборотов в минуту устанавливается тем большее, чем выше теплотворность горючей смеси.

Байпас этого типа (фиг. 96) имеет двухтарельчатый клапан. Нижняя тарелка 1 садится в свое гнездо под действием пружины 5. При холостом ходе, благодаря вакууму, образующемуся во впускном трубопроводе, диафрагма 4, преодолевая усилие пружины, открывает клапан, после чего газ и воздух начинают поступать в смесительную полость 2 байпаса. Газ дросселируется калиброванным отверстием 8, а воздух — регулируемым винтом 7. Дросселирование газа

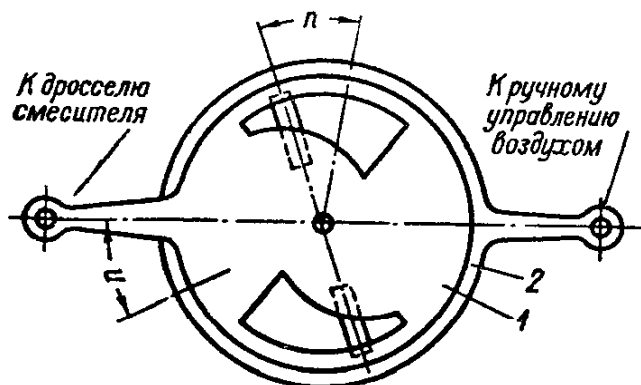
устраняет перед смесителем подпор, наблюдаемый при внезапном расходе газа, в силу чего пропорция между газом и воздухом поддерживается постоянной. Отверстие 8 выбрано с таким расчетом, чтобы падение давления при дросселировании газа составляло $80 \div 100$ мм вод. ст.

Если теплотворность горючей смеси начинает возрастать, побуждая двигатель к увеличению оборотов, то увеличивается разрежение во впускном трубопроводе и в полости 3 байпаса. В этом случае диафрагма 4 прикрывает верхний клапан 6 и этим уравнивает поступление горючей смеси в двигатель.

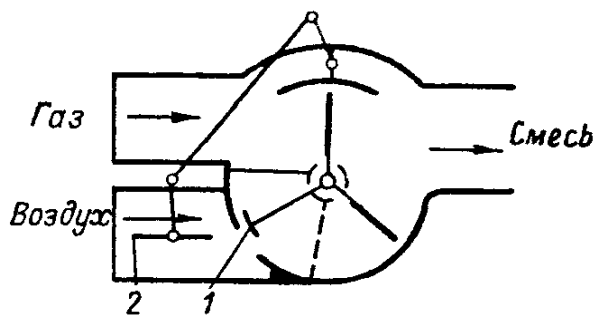
Совмещение положительных сторон качественной и количественной регулировок смеси осуществлено в смесителе с экономайзерным регулированием (фиг. 97). В смесителе имеются два одинаковых прохода для воздуха, выполненных в двух concentрично расположенных дисках. В диске 2 сделаны две прямоугольные щели. Этот диск поворачивается около своего центра под воздействием тяги.

Второй диск *1* кинематически связан с дросселем смесителя и поворачивается независимо от первого диска на угол n , соответствующий предельному обеднению смеси.

Работа смесителя заключается в следующем. В зависимости от химического состава генераторного газа и сопротивления всей уста-



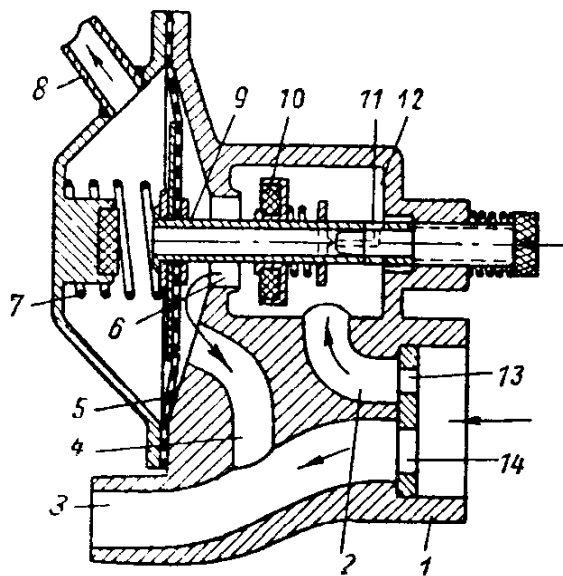
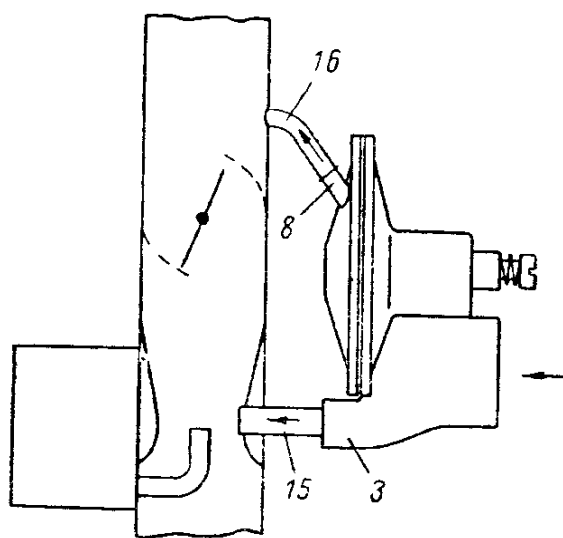
Фиг. 97. Схема смесителя с экономайзерным регулированием смеси.



Фиг. 98. Схема полуавтоматического газового смесителя.

новки, диском *2* подбирают такой размер отверстия, при котором мощность двигателя получается наибольшей.

Обеднение смеси при переходе на пониженную нагрузку достигается за счет увеличения проходного отверстия путем поворота диска *1* на угол n против движения часовой стрелки.



Фиг. 99. Схема газоподводящего устройства для газа низкого давления с пневматическим приводом.

На фиг. 98 приведена схема полуавтоматического газового смесителя, работающего по принципу выравнивания давления воздушного и газового потоков. Если в смеситель начинает поступать повышенное количество газа, то крыльчатка *1*, а вместе с тем и воздушная заслонка *2* поворачиваются по направлению часовой стрелки до тех пор, пока не достигнут равновесия. Регулировка смесителя достигается выбором крыльев соответствующего размера и подбором длины тяг смесителя.

На фиг. 99 приведена схема газоподводящего устройства с пневматическим приводом. Газ низкого давления от редуктора подводится к патрубку 1. Патрубок 3 соединяется с газовой форсункой 15, открытый конец которой расположен в узком сечении диффузора.

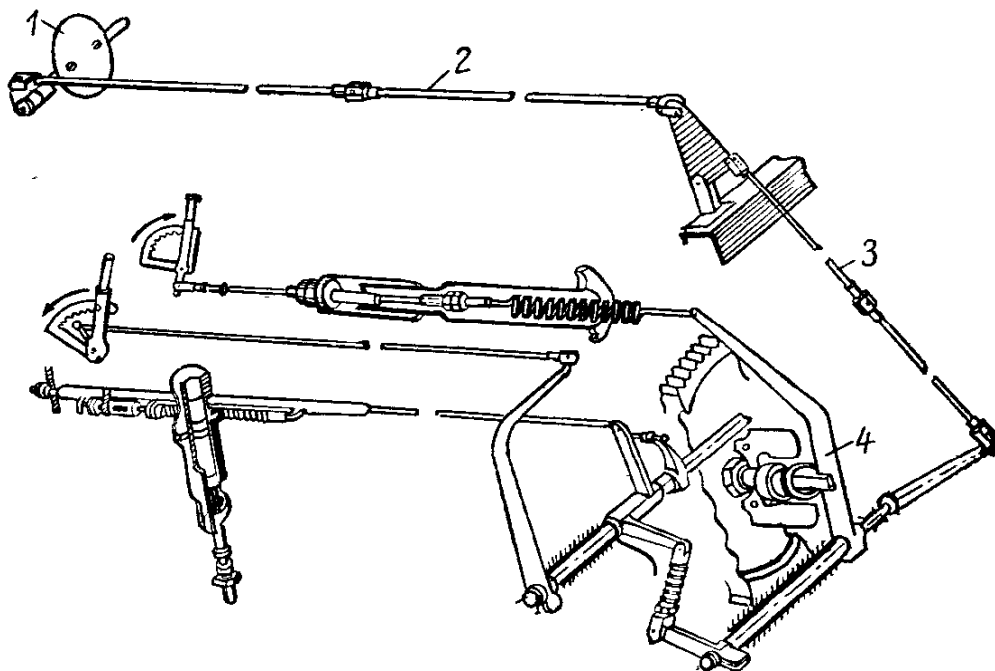
При холостой работе двигателя газ проходит через калиброванное отверстие 13, канал 2, полость 12, отверстие 11 и трубки 9, 8 и 16.

При работе двигателя с полной нагрузкой, когда разрежение во впускном трубопроводе относительно мало, мембрана 5 под действием пружины 7 отжата вправо, и газ проходит в патрубок 3 через основное отверстие 14. Производится и дополнительная подача газа через калиброванное отверстие 13, канал 2, полость 12, перепускное отверстие 6, канал 4 и патрубок 3.

С увеличением разрежения во впускном трубопроводе двигателя мембрана перемещается влево и при определенном разрежении клапан 10 закрывает проход газа через отверстие 6.

Схема регулирования и управления двигателя М-17

Работы по переводу на газожидкостный процесс и на газообразное топливо тракторного двигателя с самовоспламенением М-17, с оставлением предкамерного смесеобразования, были успешно проведены в МВТУ имени Баумана [19].



Фиг. 100. Схема регулирования двигателя М-17 при работе по газожидкостному процессу.

Приготовление газовой смеси осуществлено в одном общем смесителе, изготовленном в виде тройника с дроссельными заслонками для газа и воздуха. Воздушная заслонка управляется вручную, а газовая 1 — через регулятор. Системой тяг 2 и 3 и рычагов она связана с регулятором 4 (фиг. 100), что обеспечивает качественное регулирование, наиболее распространенное в газожидкостных двигателях.

Для ограничения подачи жидкого топлива и возможности действия регулятора на газовую дроссельную заслонку к валу рычага пружины регулятора приварен дополнительный рычаг, конец которого выпущен наружу через щель в кожухе регулятора. К этому концу рычага присоединяется одна из тяг передачи к газовой заслонке.

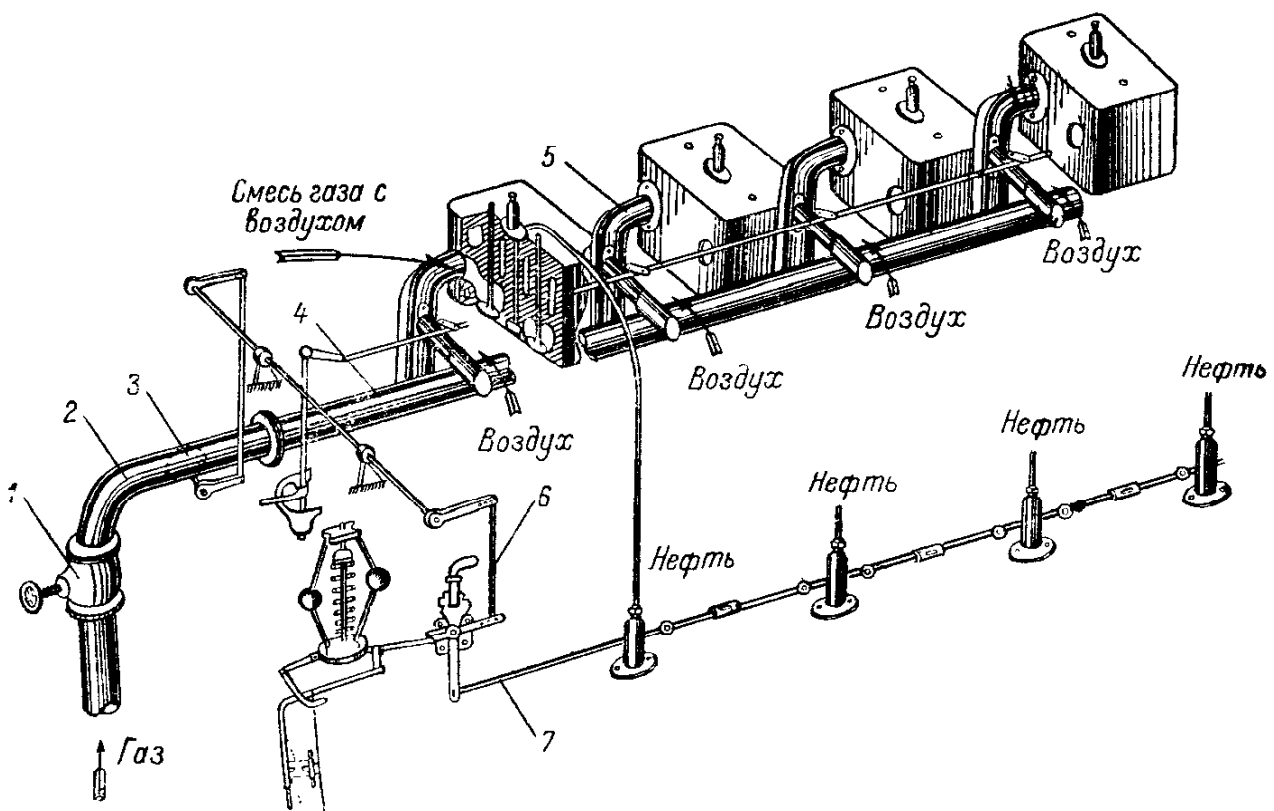
Для предупреждения задержки регулятора при ограничении подачи топлива в систему передачи к рейке топливного насоса включено упругое звено. Для этого регулируемая вильчатая тяга заменена новой, состоящей из двух деталей, стянутых между собой пружиной. Длину этой тяги можно регулировать, ввертывая одну ее часть в другую. Воздействие на топливный насос осуществляется при помощи обычной рукоятки.

Регулятор воздействует на топливный насос и газовую дроссельную заслонку в том случае, когда рукоятка ограничения жидкого топлива находится в одном из крайних положений и не прикасается рычажком к детали передачи от регулятора к рейке топливного насоса.

Если газ закрыт, то двигатель работает только на жидком топливе, при открытии газа двигатель получает и газ, и жидкое топливо.

Схема регулирования ВНИИЖТ

Перевод четырехтактного бескомпрессорного двигателя «Сайсакушо» мощностью в 200 л. с. при 428 об/мин. на газожидкостный процесс был осуществлен Всесоюзным научно-исследовательским



Фиг. 101. Схема питания и регулирования двигателя, разработанная ВНИИЖТ.

институтом железнодорожного транспорта. Схема питания и регулирования двигателя приведена на фиг. 101. Газ в двигатель подается

через впускной трубопровод 4 путем присоединения к нему газовой магистрали 2 с краном 1.

Впускные патрубки 5 переделаны в смесители. Схема регулирования двигателя заключается в следующем. Рычаг 6 через муфту действует на пружину регулятора. Муфта в свою очередь — через систему тяг и рычагов действует с одной стороны на газовую заслонку 3 и с другой — на рейку топливных насосов 7. Связь регулятора с топливными насосами осуществляется через ограничитель подачи жидкого топлива. Установкой рукоятки ограничителя в одно из четырех положений можно обеспечить подачу жидкого топлива от 100 до 1%. Это позволяет осуществлять перевод двигателя с жидкого топлива на газообразное, с присадкой жидкого запального топлива и, наоборот, — переход с газожидкого топлива снова полностью на жидкое.

При разное двигателя подача жидкого топлива с помощью регулятора будет уменьшаться, при увеличении нагрузки подача жидкого топлива будет увеличиваться, но только до 20% номинала.

Указанная схема обеспечивает регулирование при всех условиях работы двигателя от холостого хода до полной нагрузки как при газожидкостном, так и чисто жидкостном процессах.

Регулирование двигателя ЗД6-ГД

Газожидкостный двигатель ЗД6-ГД снабжен всережимным центробежным регулятором непосредственного действия. На корпусе регулятора установлена рукоятка, положение которой определяет воздействие либо на газовоздушную заслонку смесителя и рейку топливного насоса одновременно, либо только на газовоздушную заслонку смесителя.

При установке рукоятки в положение для работы только на жидком топливе рычаг регулятора поворачивает кулису, которая передвигает рейку топливного насоса.

Наружный рычаг тяги смесителя, укрепленный на конце валика кулисы, поворачивает газовоздушную заслонку. При установке рукоятки в положение, соответствующее работе двигателя по газожидкостному процессу, внутренний рычаг, на котором сидит рукоятка регулятора, поворачивается и своим пальцем нажимает на тягу. Тяга опускается одним концом вниз, при этом штифт тяги скользит по продольному пазу кулисы до тех пор, пока ось штифта не совпадет с осью вращения кулисы. Тогда, при вращении рычага регулятора, а следовательно и кулисы, тяга будет перемещаться, а рейка, находясь в определенном положении, будет обеспечивать подачу каждым плунжером за один ход постоянного количества топлива в цилиндры двигателя, вне зависимости от числа оборотов.

Кулиса при своем вращении будет изменять положение газовой заслонки смесителя и регулировать количество газовой смеси, поступающей в цилиндры.

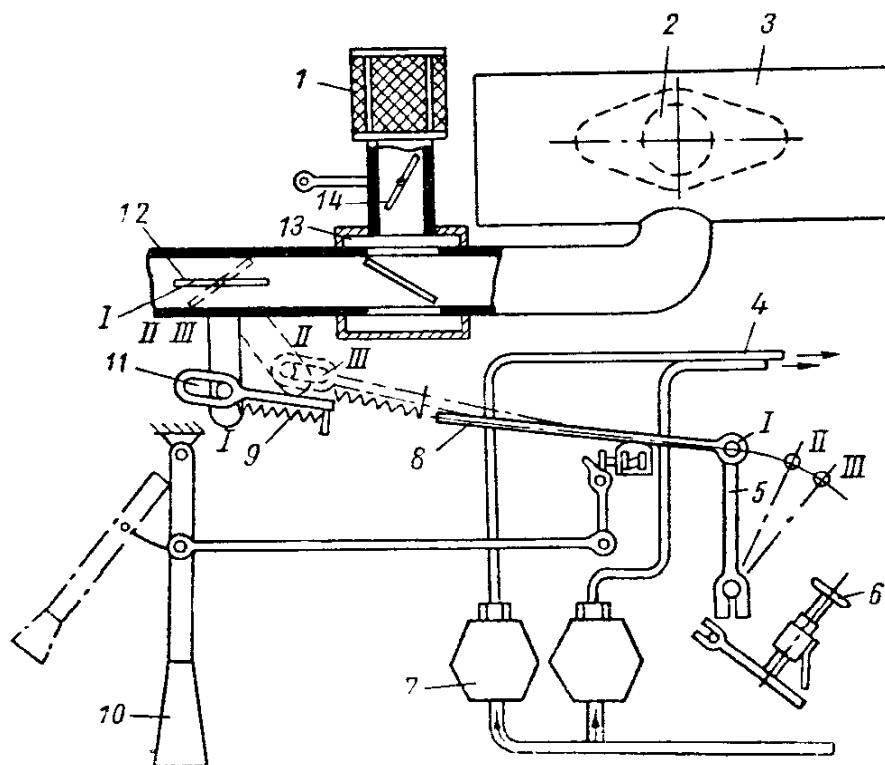
Требуемое постоянное количество жидкого топлива в пределах $6 \div 20 \text{ см}^3$ можно регулировать поворотом эксцентриковой втулки,

в связи с чем ось вращения кулисы, смещаясь по горизонтали в ту или иную сторону, через штифт и тягу будет перемещать и рейку топливного насоса. Постоянная доза топлива, подаваемая при этом каждым плунжером насоса, может быть увеличена или уменьшена.

Схема регулирования двигателя Дейтц

На фиг. 102 представлена схема системы питания двигателя Дейтц.

Воздух, пройдя фильтр *1* и воздушную заслонку *14*, поступает в смеситель *13*. Сюда же подводится и газ, регулируемый газовой



Фиг. 102. Схема системы питания двухцилиндрового двигателя Дейтц.

заслонкой *12*. Из смесителя горючая смесь проходит в уравнивательную камеру *3* и далее по каналу *2* в цилиндры двигателя. Жидкое запальное топливо подается к форсункам насосами *7* по топливным трубопроводам *4*.

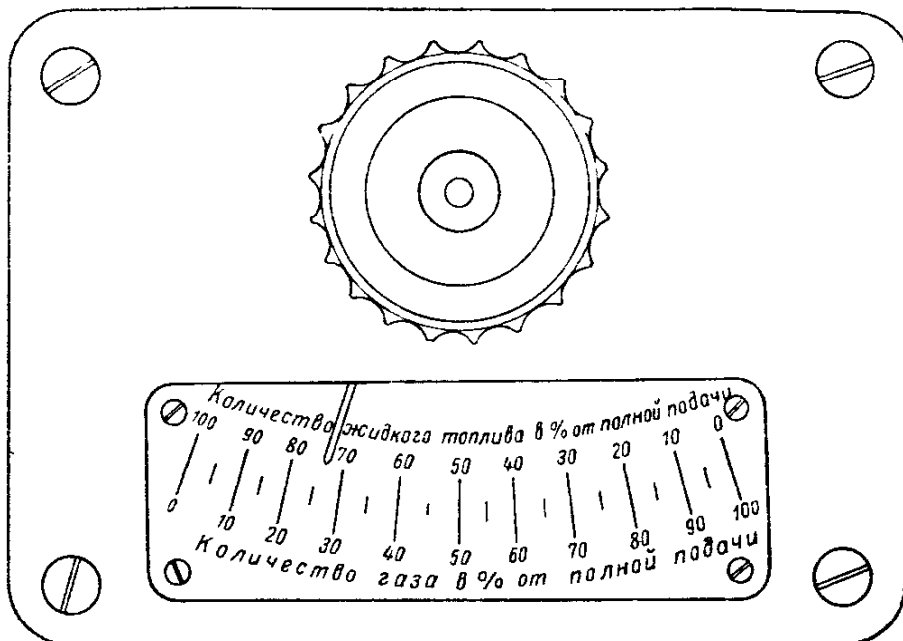
Число оборотов двигателя устанавливается при помощи рычага *10*, который воздействует на регулятор.

Рычаг *5*, связанный с топливными насосами и газовой заслонкой и управляемый педалью *6*, имеет три положения: *I* — полная нагрузка, *II* — холостой ход и *III* — остановка двигателя. Увеличение подачи жидкого топлива при разгоне двигателя осуществляется за счет паза *11* в тяге *8*. Эта же тяга, с некоторым запаздыванием, открывает и газовую заслонку *12* для подачи газа в цилиндры двигателя. При уменьшении нагрузки рычагом *5* снижается подача жидкого топлива, а пружина поводка *9* прикрывает газовую заслонку.

Приборы автоматического регулирования

В целях улучшения условий эксплуатации газожидкостных двигателей, автоматизации контроля мощности двигателя, расхода газа и жидкого топлива в ряде случаев устанавливаются специальные контрольные механизмы.

На фиг. 103 изображен прибор с индикатором, автоматическим устройством и шкалой, дающей возможность контролировать в каждый момент работы двигателя соотношение расхода газа и запального жидкого топлива и регулировать это соотношение путем поворота контрольной рукоятки. Если в какой-либо момент уменьшается подача газа в двигатель или уменьшается теплотворность



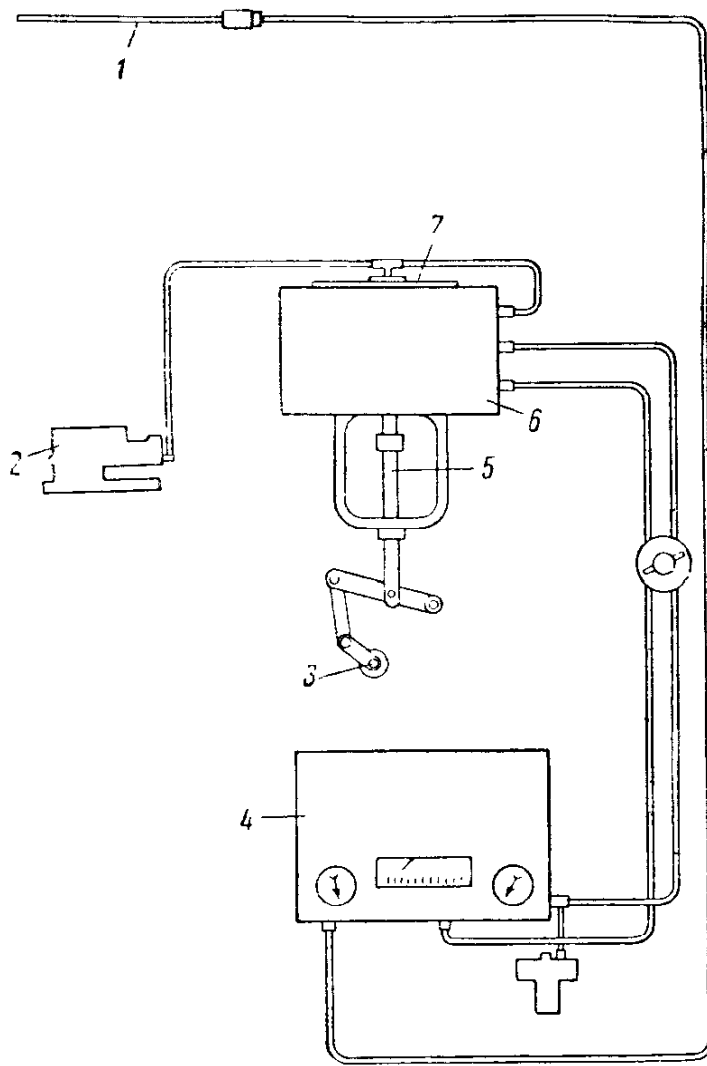
Фиг. 103. Общий вид прибора для автоматического контроля и регулирования соотношения газа и жидкого запального топлива в газожидкостном двигателе.

газа, то автоматическая контрольно-рычажная система, воздействуя на смеситель и топливный насос, увеличивает подачу топлива и тем самым поддерживает установленную мощность двигателя.

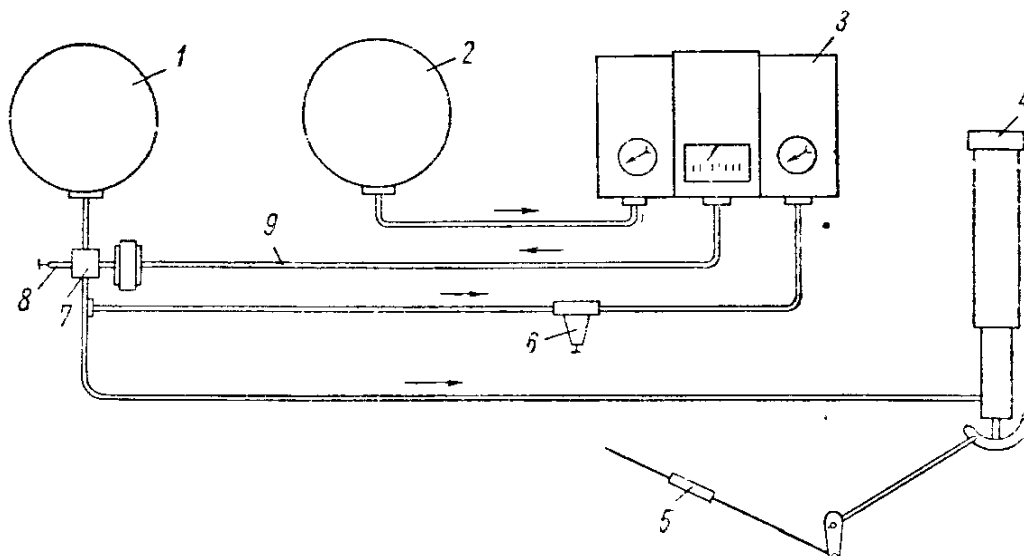
На фиг. 104 изображен общий вид установки для автоматического регулирования количества воздуха в смеси для двигателей, работающих на жидком или газообразном топливе в условиях частичных нагрузок.

Его работа заключается в следующем: термометр 1 прибора установлен в выпускной трубе двигателя и соединен с регулятором температуры 2 при помощи капиллярной трубки, наполненной инертным газом. Изменение температуры отработавших газов, вызванное изменением нагрузки, приводит в действие пневматическое устройство 6, которое воздействует на воздушные заслонки двигателя. На полном дросселе, при полной нагрузке, термометр 1 показывает температуру в пределах 370—400° С. Демпфер регулятора температуры 4 установлен на этот же интервал температур.

При пуске двигателя, контрольный воздушный клапан 3 остается закрытым до момента, пока температура отработавших газов



Фиг. 104. Установка для автоматического регулирования количества воздуха в смеси.



Фиг. 105. Схема автоматического переключателя топлива:

1 — ресивер пускового воздуха; 2 — ресивер газового топлива; 3 — контроллер давления газа; 4 — пневматический цилиндр; 5 — привод от регулятора к газовым клапанам; 6 — редукционный клапан; 7 — трехходовой клапан с мембраной 8 — ручная установка предохранительного устройства; 9 — воздушный трубопровод.

не достигнет заранее определенной величины. В это время сервомотор 7, действуя через регулятор температуры 4 и управляющее устройство демпфера 5, ставит демпфер в положение, соответствующее надлежащему соотношению топливо-воздушной смеси. Автоматическое регулирование положения демпфера непрерывно изменяется с изменением нагрузки, при этом оптимальное соотношение топливо-воздушной смеси сохраняется.

На фиг. 105 изображена схема автоматического переключения топлива «Вортингтон» для газожидкостного двигателя.

В случае падения давления газа, поступающего в двигатель, и снижения его мощности, пневматический цилиндр закрывает клапан, дозирующий подачу газа, и переводит двигатель на жидкое топливо.

20. Приборы электрического зажигания газовой смеси

В газовых двигателях достаточно широкое распространение получила система зажигания от электрической искры, получаемой от магнето высокого напряжения или от батарейной системы.

Источниками при батарейном зажигании являются: аккумуляторная батарея и генератор. В систему зажигания, кроме источников тока, входят: запальные свечи, провода, индукционная катушка и распределитель с приспособлением для регулирования момента зажигания. При зажигании от магнето высокого напряжения система состоит из магнето, проводов и запальных свечей.

Большинство приборов зажигания и арматуры изготавливается предприятиями Глававтоэлектроприбора Министерства автомобильного, тракторного и сельскохозяйственного машиностроения СССР [21].

А к к у м у л я т о р ы

Отечественная автотракторная промышленность наряду с другими аккумуляторными выпускает и следующие типы: 3-СТЭ-65, 3-СТЭ-150, 6-СТЭ-60. Технические характеристики этих аккумуляторов приведены в табл. 13.

И н д у к ц и о н н а я к а т у ш к а

Индукционные катушки применяются при батарейном зажигании с целью получения тока высокого напряжения, необходимого для пробоя искрового промежутка в запальных свечах.

На крышке катушки расположены: вывод тока высокого напряжения в ввод тока низкого напряжения. Вывод тока высокого напряжения изготавливается под стандартный наконечник высоковольтного провода. Отечественная промышленность выпускает следующие типы катушек зажигания: Б-15; Б-17, Б-21, Б-21В, Б-28 и КМО1.

Для вполне надежной и бесперебойной работы системы батарейного зажигания требуется, чтобы напряжение тока в индукционной катушке было не ниже 10000 в. Это зависит от числа оборотов двигателя.

Технические характеристики аккумуляторов

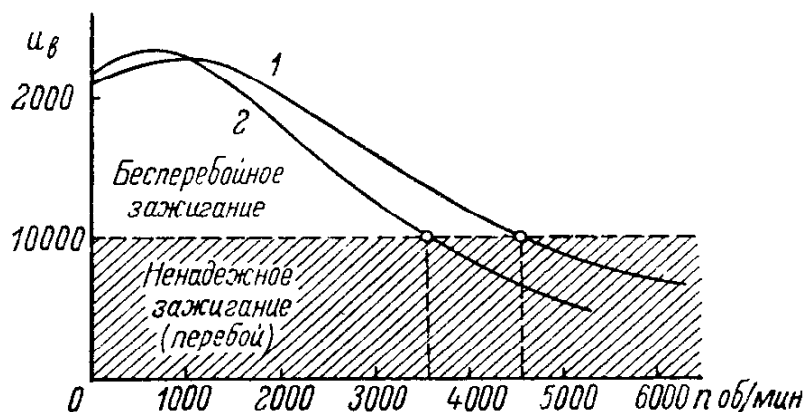
Показатели	Тип аккумулятора		
	3-СТЭ-65	3-СТЭ-150	6-СТЭ-60
Номинальное напряжение в в	6	6	12
Емкость при десятичасовом режиме разрядки при температуре +30° С в а/ч	56,0	135	54,0
Емкость при стартерном режиме разрядки током 190 а при температуре +30° С	16,0	45,0	13,5
То же при температуре -18° С	6,0	15	5,7
Количество элементов	3	3	6
Количество пластин в элементе:			
положительных	4	9	4
отрицательных	5	10	5
Вес (без электролита) в кг	12,5	23,5	20
Габариты в мм	176×176×237	178×328×214	276×176×237

Таблица 14

Технические характеристики запальных свечей

Тип свечи	Ввертываемая часть		Размер под ключ S	Высота юбочки изолятора h	Общая высота H	Зазор между электродами δ	Вес в кг
	Резьба D	Длина l					
в мм							
HT7/12A	1M10×1	7	17	12	~67	0,6—0,7	~0,040
HA11/10A	Спец. M14×1,25	11	22	10	~71	0,6—0,7	~0,055
HA11/11A	Спец. M14×1,25	11	22	11	~73	0,5—0,6	~0,055
HA11/14A	Спец. M14×1,25	11	22	14	~71	0,5—0,6	~0,056
HM12/10A	1M18×1,5	12	26	10	~79	0,6—0,7	~0,088
HM12/12A	1M18×1,5	12	26	12	~71	0,6—0,7	~0,070

На фиг. 106 представлена зависимость напряжения тока от числа оборотов для двух двигателей.



Фиг. 106. Кривые, изображающие напряжение, развиваемое катушкой зажигания, в зависимости от числа оборотов двигателя в минуту:

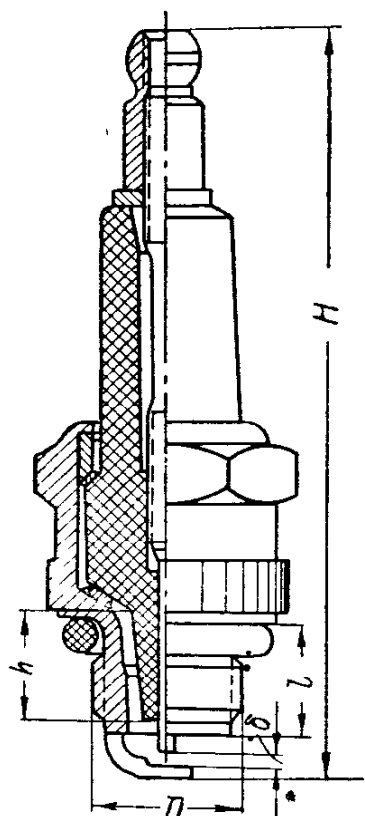
1 — четырёхцилиндровый двигатель; 2 — шестицилиндровый двигатель.

З а п а л ь н ы е с в е ч и

Запальные свечи предназначены для воспламенения газовой смеси в двигателе. Почти все они имеют разборную конструкцию; обеспечивают бесперебойное искрообразование между центральным и боковым электродами, при давлении окружающего воздуха 8—9 *ата*, и необходимую герметичность для нормальной работы двигателя.

Запальные свечи отличаются друг от друга конструкцией и размерами корпуса и изолятора, зазорами между электродами и тепловым коэффициентом, зависящим от геометрических размеров юбочки (высоты нижней конусной части) изолятора, его теплопроводности и пр.

На фиг. 107 дана схема запальной свечи, в табл. 14 приведены технические характеристики свечей.



Фиг. 107. Схема запальной свечи (к табл. 14).

М а г н е т о

Принцип работы магнето такой же, как и батарейного зажигания, только ток в первичной обмотке магнето получается не от постороннего источника, а от электромагнитной индукции. В магнето высокого напряжения магнитная система, обмотки, прерыватель и распределитель объединены в один компактный аппарат. Магнето в противоположность батарейному зажиганию дает нормальное напряжение (свыше 10 000 в) лишь начиная со 100—120 об/мин., при дальнейшем увеличении числа оборотов напряжение, развиваемое магнето, увеличивается.

Магнето высокого напряжения различаются по схеме магнитной цепи:

- 1) с вращающимся якорем;
- 2) с вращающимся магнитом;
- 3) с вращающимся магнитным коммутатором.

По числу искр, даваемых за один оборот вала, магнето делятся на:

- 1) двухискровые;
- 2) четырехискровые;
- 3) шестиискровые;
- 4) восьмиискровые и т. д.

Таблица 15

Технические характеристики магнето высокого напряжения

Наименование параметров	Тип магнето						
	М-10	М-18	М-19	М-24	М-27-Б	М-48-Б	СС-5
Для двигателя с числом цилиндров	4	4	4	1	1	2	6
Направление вращения	левое	правое	левое	правое	левое	правое	левое
Раствор контактов прерывателя в мм	0,25—0,35	0,25—0,35	0,25—0,35	0,25—0,35	0,25—0,35	0,25—0,35	0,25—0,35
Число размыканий контактов за один оборот ротора	2	2	2	1	1	2	2
Минимальные обороты бесперебойного искрообразования	150	150	150	150	150	150	150
Максимальные обороты бесперебойного искрообразования	3000	3000	3000	4500	4500	4000	3600
Диапазон регулирования угла опережения в градусах (по ротору магнето)	—	—	30—33	16—18	16—18	16—18	—
Емкость конденсатора в мкф	0,17—0,25	0,17—0,25	0,17—0,25	0,14—0,25	0,14—0,25	0,14—0,25	0,20—0,25
Угол запаздывания при работе пускового ускорителя в градусах (по ротору магнето)	30—37	40—47	40—47	—	—	—	30—38
Габариты магнето в мм:							
длина	181	192	211	128	128	152	201
высота	161	170	170	117	117	117	178
ширина	96	83	83	97	97	97	110
Вес (в сборе с пусковым ускорителем) в кг	6,2	5,7	5,8	2,6	2,6	2,7	5,6

Наконец, по конструктивному выполнению на: горизонтальные (обычного типа) и вертикальные.

Так как число искр, даваемых магнето за один оборот вала, не может быть произвольным, то передаточное число от коленчатого вала двигателя к валу магнето должно устанавливаться в зависимости от числа цилиндров двигателя.

Технические характеристики магнето высокого напряжения, выпускаемые отечественными заводами, приведены в табл. 15.

21. Системы охлаждения газовых двигателей и утилизации отходящего тепла

Система охлаждения служит для принудительного отвода тепла от двигателя и передачи его окружающей среде.

Газовые двигатели, используемые в автомобилях, тракторах, на газоходах, тепловозах и в стационарных условиях, имеют преимущественно водяную систему охлаждения.

В стационарном газовом двигателе в полезную работу превращается примерно около одной трети тепла, выделяющегося при сжигании топлива. Остальное теряется в основном с охлаждающей водой и отработавшими газами.

Из тепла, полученного в результате сгорания 1 м³ газа, водой будет отведено

$$Q_w = Q_u - (Q_i + Q_g + Q_n) \text{ ккал,}$$

где Q_u — теплотворность 1 м³ газа в ккал;

Q_i — тепло, использованное на индикаторную работу газов;

Q_g — тепло, унесенное отработавшими газами;

Q_n — неучтенные потери.

Если газовый двигатель расходует в час V_r м³ газа, то в этом случае количество отводимого водой тепла в час будет:

$$Q_{wч} = [Q_u - (Q_i + Q_g + Q_n)] V_r \text{ ккал/ч.}$$

Доктор технических наук В. Н. Болтинский рекомендует для ориентировочных расчетов применять упрощенные выражения (для двигателей, работающих на жидком топливе):

карбюраторные двигатели $Q_{wч} \approx (800 \div 860) N_e \text{ ккал/ч;}$

двигатели с самовоспламенением $Q_{wч} \approx 700 N_e \text{ ккал/ч.}$

Отсюда ясно, каким важным вопросом при эксплуатации газовых двигателей является утилизация отходящего тепла, особенно для установок, работающих в сельском хозяйстве, где это тепло может быть использовано для обогрева животноводческих ферм, душевых, для запарки кормов.

В транспортных и передвижных установках охлаждение газовых двигателей осуществляется в замкнутой циркуляционной системе с передачей тепла воздуху при помощи специального холодильника —

радиатора, на газоходах — забортной водой с ее последующим сбросом.

В стационарных газовых двигателях, не имеющих радиаторных устройств, система водоснабжения и охлаждения отходящей от газового двигателя воды значительно усложняется, а в случае наличия газогенераторной установки требует комплексного решения, в связи с необходимостью охлаждения и генераторного газа.

З а м к н у т ы е с и с т е м ы о х л а ж д е н и я

Принципиально замкнутая система водяного охлаждения состоит из двух сообщающихся вверху и внизу сосудов, из которых один является источником тепла (рубашка цилиндра), а другой — холодильником. В зависимости от способа, которым достигается циркуляция воды, охлаждение подразделяется на термосифонное и насосное (принудительное). При термосифонном охлаждении циркуляция воды получается вследствие различной плотности горячей и холодной воды. Однако эта система, при всей своей простоте, требует значительного количества циркулирующей воды и больших габаритов. Наиболее распространена система охлаждения, при которой циркуляция воды осуществляется принудительно, за счет работы водяного насоса. Основными элементами системы охлаждения с принудительной циркуляцией воды являются: радиатор-холодильник, вентилятор и водяной насос.

Назначение радиатора заключается в передаче тепла от воды воздуху. Конструкции охлаждающих решеток радиаторов чрезвычайно разнообразны. Различают два основных типа радиаторов: радиаторы с воздушными трубками и с водяными трубками. Наиболее рациональной, очевидно, будет такая конструкция радиатора, которая при хороших эксплуатационных качествах и малой лобовой поверхности будет обладать высокой охлаждающей эффективностью.

Назначение вентилятора заключается в обеспечении достаточного охлаждения двигателя путем создания искусственного потока воздуха через радиатор и обдува корпуса двигателя. Различают два основных типа вентиляторов: с лопастями, штампованными из листовой стали, и отлитыми вместе со ступицей. К. п. д. вентилятора первого типа $0,3 \div 0,4$ и второго $0,6 \div 0,7$.

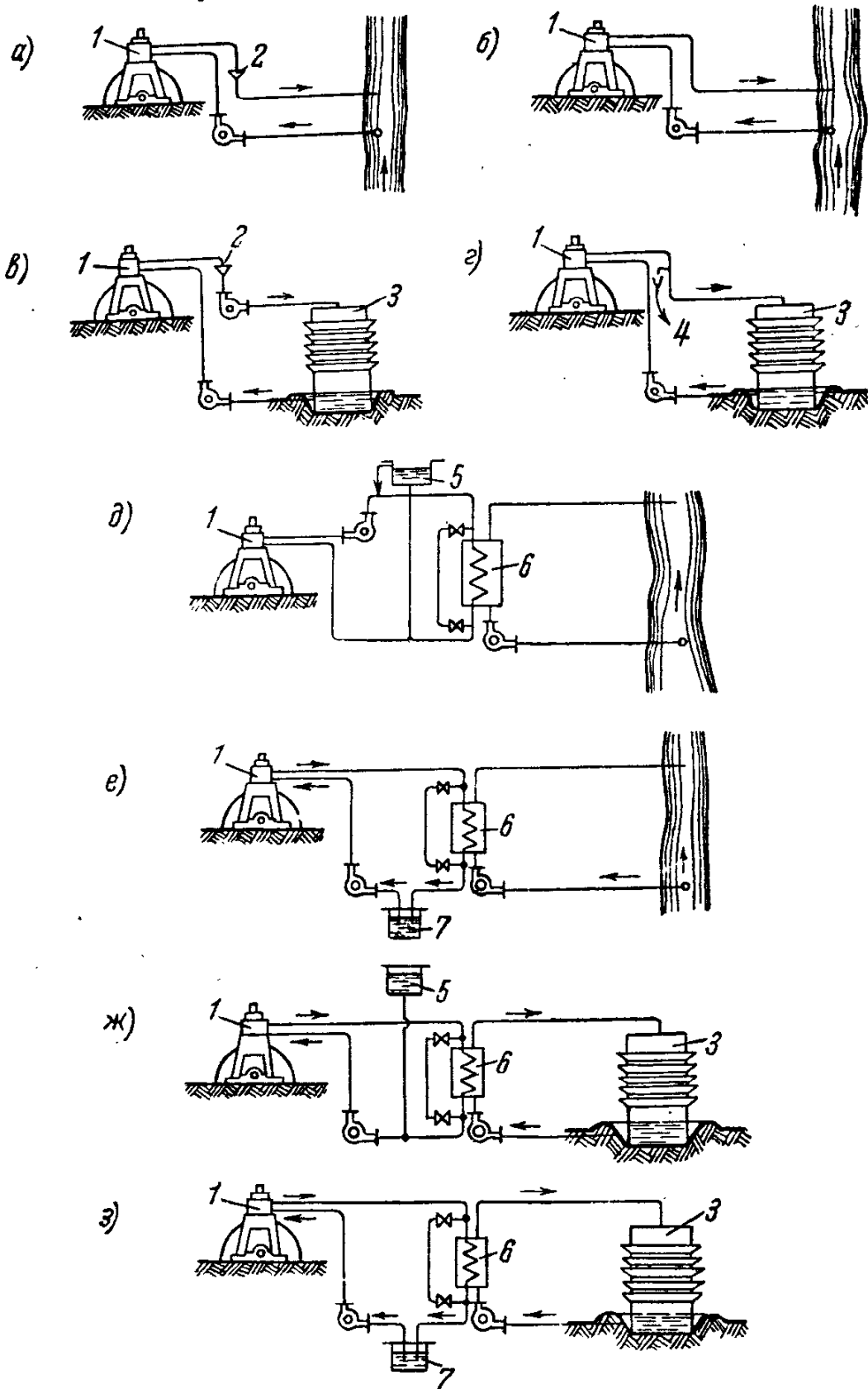
При радиаторной системе охлаждения применяются водяные насосы исключительно центробежного типа.

Замкнутая (радиаторная) система охлаждения применяется почти исключительно в транспортных газогенераторных установках и в передвижных — с газовыми двигателями. Однако в случае тяжелых условий водоснабжения система радиаторного охлаждения применяется и для стационарных двигателей большой мощности.

С и с т е м ы о х л а ж д е н и я с т а ц и о н а р н ы х г а з о в ы х д в и г а т е л е й

Водоснабжение и охлаждение стационарных газовых двигателей чаще всего осуществляется по следующим схемам (фиг. 108):

а) одноконтурное прямоточное охлаждение с воронкой;



Фиг. 108. Схемы водоснабжения:

1 — двигатель; 2 — сливная воронка; 3 — радирия; 4 — контрольная воронка;
 5 — распределительный сосуд; 6 — теплообменник; 7 — колодец переичной охла
 жденной воды.

- б) одноконтурное прямоточное охлаждение без воронки;
- в) одноконтурное циркуляционное охлаждение с воронкой;
- г) то же, без воронки;
- д) двухконтурное охлаждение; первичный контур замкнутый, вторичный — прямоточный;
- е) то же, первичный контур разомкнутый, вторичный — прямоточный;
- ж) то же, первичный контур замкнутый, вторичный — циркуляционный;
- з) то же, первичный контур разомкнутый, вторичный — циркуляционный.

Приведенные схемы являются принципиальными и могут изменяться в зависимости от местных условий и в случае использования тепла отходящей воды [22].

На газоходах охлаждение двигателя чаще всего осуществляется по так называемой одноконтурной прямоточной схеме без разрыва струи. В системах, оборудованных по схемам фиг. 108, а и 108, в, имеются воронки на сбросном трубопроводе двигателя. В схемах фиг. 108, б и 108, г воронок не предусмотрено. Воронки удобны для наблюдения за подачей воды через двигатель. При большом гидравлическом сопротивлении рубашки двигателя схема фиг. 108, в более целесообразна, чем схема фиг. 108, г в отношении уменьшения давления в охлаждаемых полостях двигателя.

Двухконтурные системы охлаждения (фиг. 108, д—з) характерны тем, что в системе охлаждения собственно двигателя циркулирует постоянный объем воды. В двухконтурных системах первичный контур является всегда циркуляционным, а вторичный может быть выполнен прямоточным или циркуляционным. Выбор схемы вторичного контура и перепад температур во вторичном контуре не оказывают влияния на работу двигателя, отражаясь лишь на величине поверхности нагрева теплообменника. Качество воды, охлаждающей первичный контур, не влияет на работу двигателя, а определяет лишь необходимую частоту чистки теплообменника. Количество теплообменников надо выбирать таким образом, чтобы один из них всегда мог быть выключен для чистки.

Утечку воды из первичного контура надо возмещать очищенной водой.

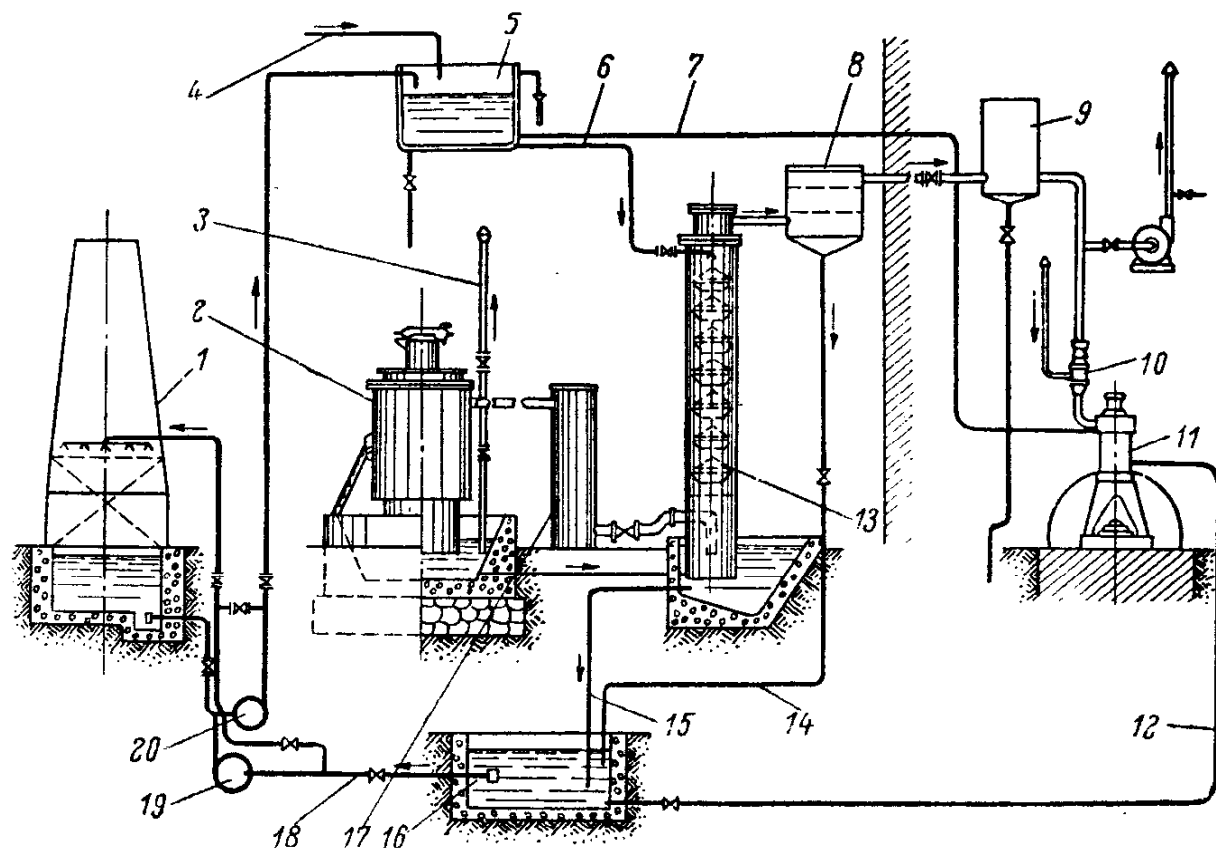
Преимущества двухконтурных схем: чистота поверхности охлаждения двигателя, повышение температуры охлаждающей воды, устранение необходимости химической очистки воды, уменьшение общего расхода охлаждающей воды.

Недостатки схем — наличие теплообменника, увеличение гидравлического сопротивления рубашки двигателя.

Система водоснабжения и охлаждения двигателя с газогенераторной установкой значительно усложняется.

На фиг. 109 приведена наиболее типичная принципиальная схема стационарной газогенераторной установки с двигателем средней или большой мощности, с водяным охлаждением и очисткой газа. Газогенераторная установка состоит из газогенератора 2, газопровода

со стояком 3 для спуска конденсата. Газ, получаемый в газогенераторе, предварительно охлаждается в охладителе 17 и поступает в скруббер 13, где подвергается дополнительному охлаждению и очистке. После скруббера газ проходит тонкую очистку в фильтре 8 и после ресивера-газосборника 9 поступает через смеситель 10 в двигатель 11. Водяное хозяйство установки состоит из расходного водонапорного бака 5, градирни 1 для охлаждения воды, бака-отстойника 16, трубопроводов 6 для подачи воды в скруббер, трубопроводов 14 и 15 для спуска воды из фильтра 8 и скруббера, трубопровода 18,



Фиг. 109. Принципиальная схема стационарной газогенераторной установки и с двигателем средней или большой мощности.

двух насосов 19 и 20 для подачи воды из отстойника в градирню и подачи воды из градирни или отстойника в расходный бак. Для наполнения системы водой из водопровода служит труба 4.

Вода для охлаждения двигателя поступает по трубопроводу 7 из расходного водонапорного бака 5. Слив горячей воды в отстойный бак для охлаждения осуществляется самотеком или при помощи насоса по трубопроводу 12.

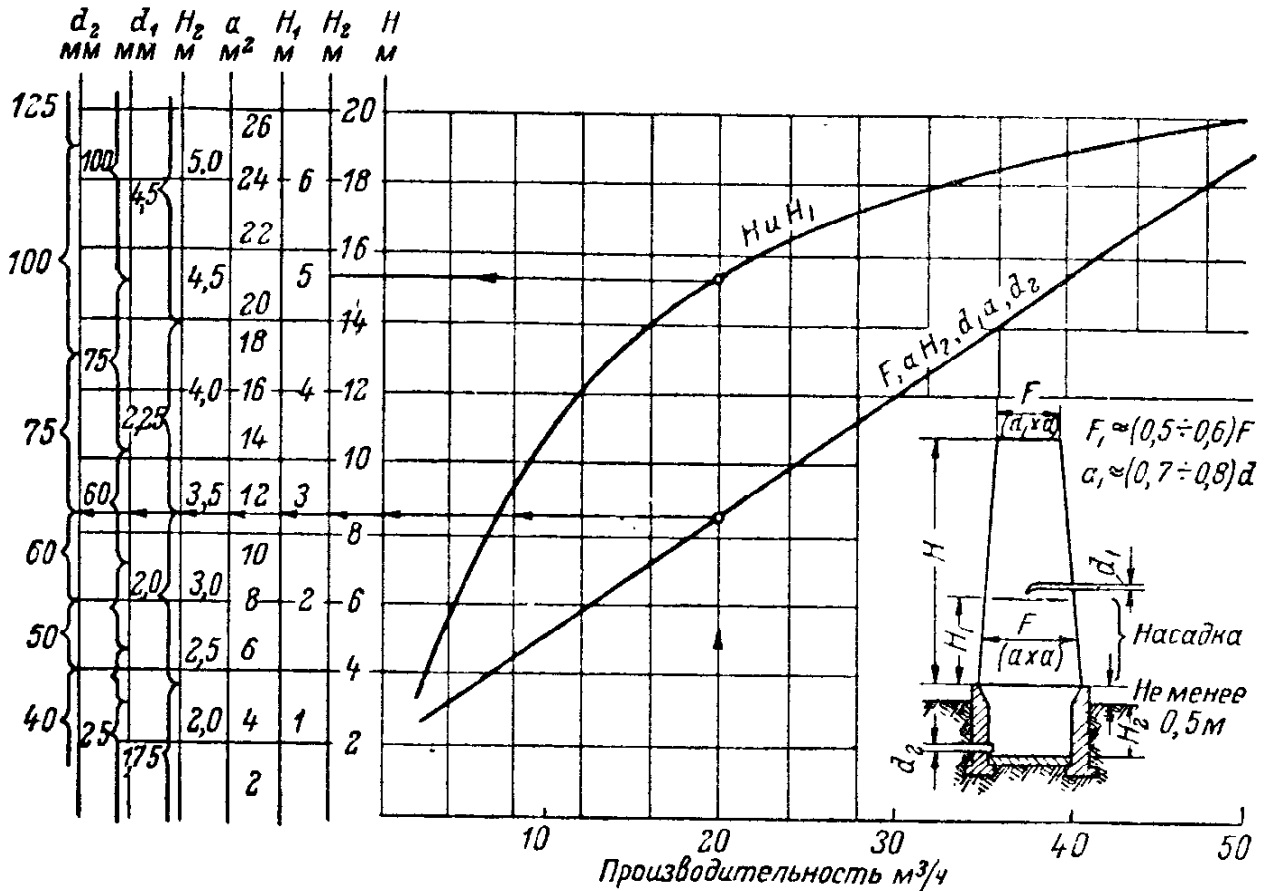
Градирня представляет башню, в которую на известной высоте подводится нагретая вода. При помощи специальных устройств вода распыляется и стекает вниз. Вследствие естественной или искусственной тяги, навстречу каплям падающей воды поднимается поток воздуха, имеющий более низкую температуру, чем вода. Воздух охлаждает воду.

Различают следующие типы градирен:
открытые с естественной циркуляцией воздуха,

закрытые с естественной циркуляцией воздуха,
 закрытые с искусственной циркуляцией воздуха,
 закрытые с комбинированной циркуляцией воздуха.

Вода, подаваемая в градирню, может разбрызгиваться или стекать по стенкам градирни в виде пленки (пленочные градирни).

Нижним пределом температуры охлаждающей воды является температура, соответствующая парциальному давлению пара в поступающем в градирню воздухе. Эта температура носит название



Фиг. 110. Номограмма для определения размеров градирни.

точки росы, так как соответствует появлению росы на охлаждающей поверхности психрометра. На практике в градирне температура воды всегда будет несколько выше, чем температура точки росы, которая называется пределом охлаждения.

На фиг. 110 приведена номограмма, разработанная А. Г. Игнатовым для определения основных размеров градирен. Она дает возможность определять размеры градирен башенного типа с реечной насадкой (для метеорологических условий средней полосы СССР) производительностью от 4 до 50 м³ воды в час.

Стрелками указан, как пример, ход расчета основных размеров градирен для охлаждения 20 м³ воды в час.

Системы для утилизации отходящего тепла газовых двигателей

При работе газовых двигателей тепло охлаждающей воды, отработавших газов и тепло от охлаждения газа в системе газогенераторной установки может быть использовано для хозяйственных нужд.

В зависимости от местных условий, мощности и типа установки, схемы использования отходящего тепла могут быть различны (фиг. 111).

Схема (фиг. 111, а) предусматривает отпуск пара потребителю, получаемого в котле-утилизаторе, с одновременным использованием охлаждающей воды для горячего водоснабжения. Схема (фиг. 111, б) предусматривает установку теплообменников, при которых охлаждающая вода может быть использована для отопления.

В схеме (фиг. 111, в) показано использование котла-утилизатора как отопительного котла, наконец, в схеме (фиг. 111, г) приведено использование тепла газогенераторной установки. Здесь предусматривается отпуск пара потребителю, получаемого в котле-утилизаторе газов, выходящих из газогенератора, с одновременным использованием горячей воды, подогреваемой дополнительно в котле-утилизаторе отработавших газов двигателя.

Определим количество отходящего тепла, которое может быть использовано для хозяйственных нужд. С этой целью, пользуясь схемой расчета рабочего цикла, определим количество продуктов сгорания.

Далее найдем температуру отработавших газов. При этом следует помнить, что температура отработавших газов для различных типов двигателей различна и с уменьшением нагрузки двигателя она резко падает.

Зная температуру отработавших газов при номинальной нагрузке t_r^n , можно приблизительно определить ее для любой нагрузки по формуле:

$$t = (0,2\beta^2 + 0,44\beta + 0,36) t_r^n = A t_r^n \text{ } ^\circ\text{C},$$

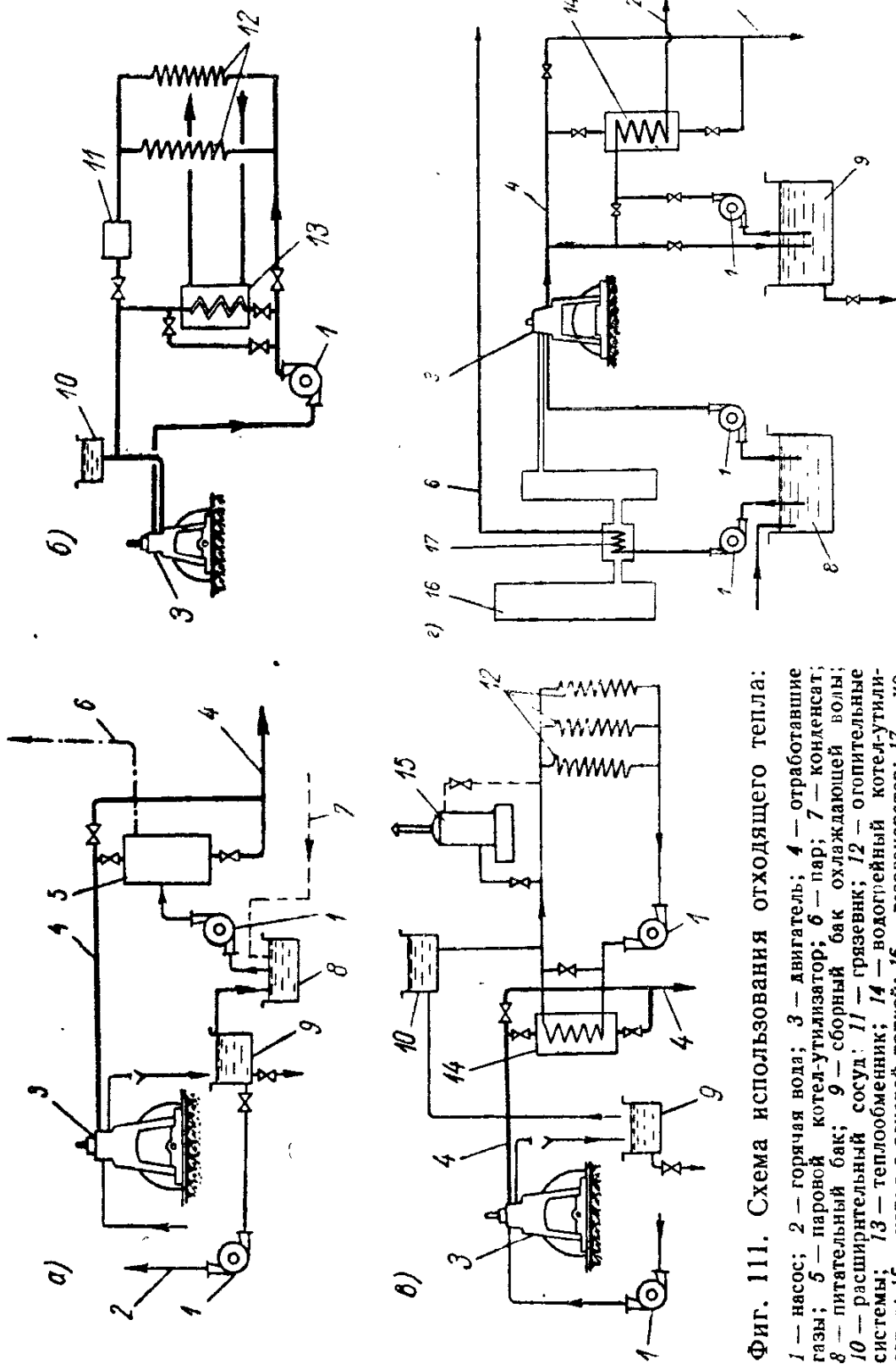
где $\beta = \frac{N_e}{N_e^n}$, т. е. отношению мощности, при которой определяется температура отработавших газов, к номинальной мощности.

При отсутствии материалов испытаний двигателей для ориентировочных расчетов можно пользоваться данными табл. 16, где

Таблица 16

Данные для определения температуры отработавших газов двигателя для дробных нагрузок

$\beta = \frac{N_e}{N_e^n}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Расчетный коэффициент А . . .	0,41	0,46	0,57	0,70	0,84	1,0
Температура отработавших газов t_r для четырехтактного двигателя высокого сжатия в $^\circ\text{C}$	168	189	234	287	345	410
Температура отработавших газов t_r для двухтактного двигателя высокого сжатия в $^\circ\text{C}$	127	143	177	217	260	310



Фиг. 111. Схема использования отходящего тепла:
 1 — насос; 2 — горячая вода; 3 — двигатель; 4 — обработавшие газы; 5 — паровой котел-утилизатор; 6 — пар; 7 — конденсат; 8 — питательный бак; 9 — сборный бак охлаждающей воды; 10 — расширительный сосуд; 11 — грязевик; 12 — отопительные системы; 13 — теплообменник; 14 — водоогрейный котел-утилизатор; 15 — котел с огневой топкой; 16 — газогенератор; 17 — котел-утилизатор газов газогенератора.

приведены результаты подсчетов, исходя из того условия, что температура отработавших газов на номинальной нагрузке равна: у четырехтактного двигателя высокого сжатия — 410° С, у двухтактного двигателя — 310° С.

Резкое снижение количества располагаемого тепла с уменьшением нагрузки двигателя не дает возможности утилизировать отходящее тепло на всех режимах работы двигателя.

Минимально допустимая величина β , при которой можно утилизировать отходящее тепло для четырехтактных двигателей, составляет 0,25—0,35 и для двухтактных 0,4—0,6.

Утилизационные котлы обычно проектируют по расчетной нагрузке двигателя, равной 0,85 $N_e^н$, с дальнейшей проверкой возможности теплового потребления при нагрузках двигателя ниже расчетной.

Теплосодержание газов будет:

$$i_g = (V_{с.г} C_p^{с.г} + V_{вп} C_p^{в.п}) t \text{ ккал/м}^3 \text{ топлива,}$$

где t — температура газов в °С;

$V_{с.г}$ — количество сухих газов в продуктах сгорания в м^3 ;

$V_{в.п}$ — количество водяных паров в продуктах сгорания в м^3 ;

$C_p^{с.г}$ — средняя теплоемкость смеси сухих газов, отнесенная к 1 м^3 в интервале температур 0 — t °С при давлении 760 мм рт. ст. в $\text{ккал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{С}$;

$C_p^{в.п}$ — средняя теплоемкость водяных паров, отнесенная к 1 м^3 в интервале температур 0 — t °С при давлении 760 мм рт. ст. в $\text{ккал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{С}$.

Средняя объемная теплоемкость сухих газов определяется, как для смеси газов, по формуле:

$$C_p^{с.г} = V_{\text{CO}_2} C_{p\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} C_{p\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} C_{p\text{O}_2} \text{ ккал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{С}$$

при

$$V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = 1.$$

Значения C_p для различных газов приведены в табл. 17.

Таблица 17

Средние теплоемкости газов C_p , отнесенные к 1 м^3

Температура в °С	Значение C_p ккал/м ³ °С		
	N ₂ , O ₂	CO ₂ , SO ₂	H ₂ O
0	0,3112	0,3931	0,3709
100	0,3114	0,4031	0,3723
200	0,3116	0,4110	0,3707
300	0,3120	0,4200	0,3709
400	0,3129	0,4290	0,3720
500	0,3138	0,4376	0,3729
600	0,3147	0,4461	0,3758
700	0,3156	0,4542	0,3785
800	0,3165	0,4618	0,3822

Количество тепла, теоретически использованное в газоутилизационной установке ΔQ_T , отнесенное к 1 м^3 сожженного газообразного топлива, будет

$$\Delta Q_T = i_{r_1} - i_{r_2} \text{ ккал.}$$

где i_{r_1} — теплосодержание газов перед котлом в ккал/м^3 ;

i_{r_2} — теплосодержание газов за котлом в ккал/м^3 .

В действительности часть тепла будет затрачена на нагрев стенок котла, часть потеряна в окружающую среду. Если учесть потерю тепла коэффициентом φ , то количество тепла, использованное в утилизационной установке и отнесенное к 1 м^3 сожженного газообразного топлива, будет

$$\Delta Q = \varphi \Delta Q_T \text{ ккал.}$$

Часовое количество тепла, используемое в утилизационной установке, определится из следующего выражения

$$Q = V_{\text{ч}} \varphi \Delta Q_T \text{ ккал/ч,}$$

где $V_{\text{ч}}$ — часовой расход газа в $\text{м}^3/\text{ч}$.

При эксплуатационной нагрузке, равной 85% от номинальной, использование удельного тепла отработавших газов возможно до $200 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$ для четырехтактных двигателей и $150 \text{ ккал/э. л. с. ч.}$ для двухтактных.

Коэффициент полезного действия газоутилизационного котла $\eta_{\text{к}}$ есть отношение полезно используемого тепла к теоретически располагаемому при охлаждении газов до температуры окружающей среды

$$\eta_{\text{к}} = \frac{Q}{g_e N_e (i_{r_1} - i_{r_0})},$$

где i_{r_0} — теплосодержание газов в ккал/м^3 при температуре окружающей среды t_0 .

К о н с т р у к ц и и к о т л о в - у т и л и з а т о р о в

Котлы-утилизаторы могут быть как паровые, так и водогрейные.

Максимальное давление пара, которое можно получить в котле-утилизаторе, зависит от температуры отработавших газов. Возможные резкие колебания температуры отработавших газов, зависящие от нагрузки двигателя, ограничивают давление пара, получаемого в котлах-утилизаторах, до 3—5 *атм*.

В зависимости от конструкции котлы-утилизаторы могут быть водотрубные (вода находится внутри труб, а газы омывают трубы снаружи) и газотрубные (газы проходят внутри труб). Преимуществом водотрубных котлов является их меньшая поверхность нагрева, по сравнению с газотрубными той же производительности. Преимущество газотрубных котлов — легкость очистки труб от сажистых отложений и нагара.

В Советском Союзе ряд конструкций котлов-утилизаторов создан Центральным научно-исследовательским дизельным институтом.

В табл. 18 приведены основные технические данные котлов-утилизаторов НИДИ для двигателей мощностью от 100 до 750 л. с.

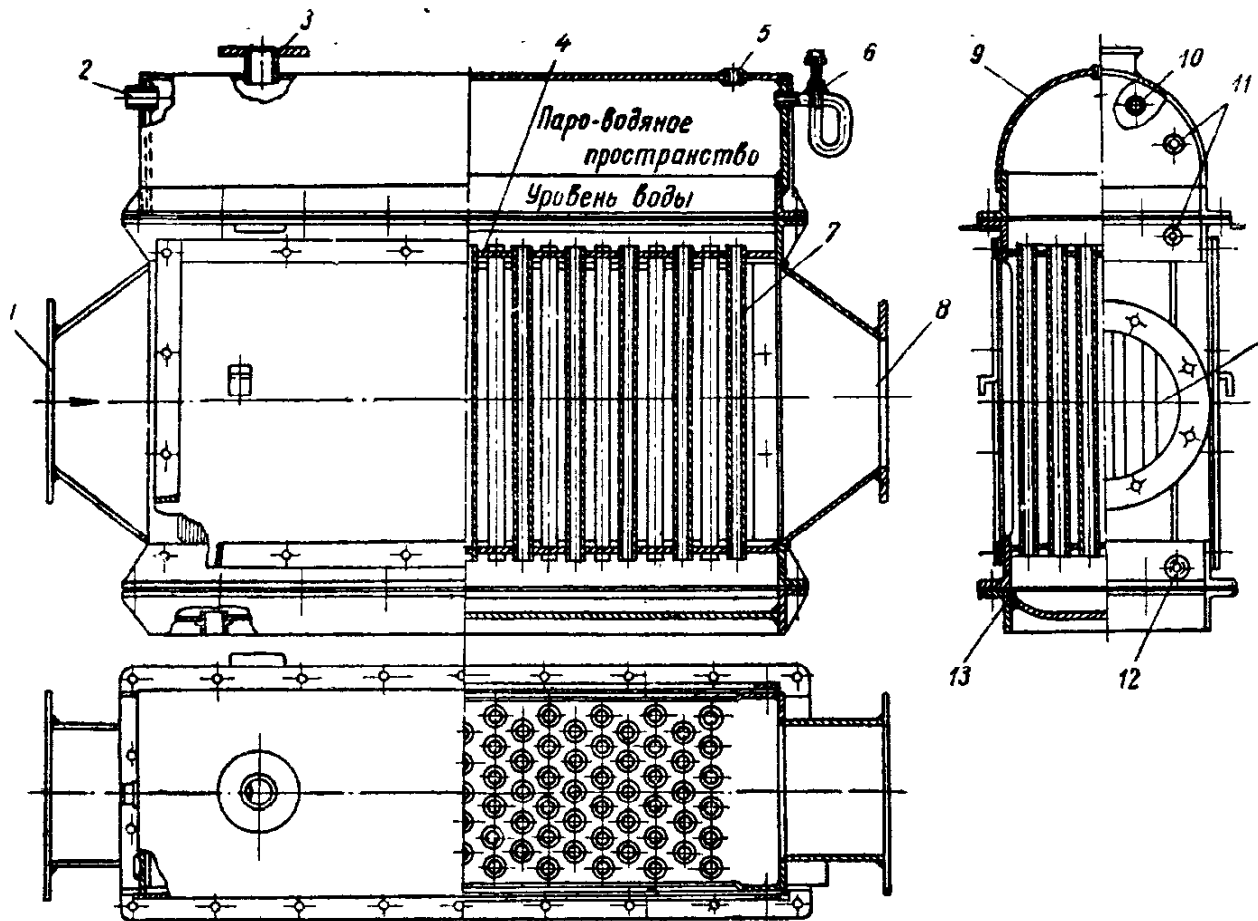
Таблица 18

Основные технические данные котлов-утилизаторов НИДИ для двигателей мощностью 100 ÷ 750 л. с.

Наименование величин	Марки котлов				
	НИДИ-IV		НИДИ-V	НИДИ-I-a	НИДИ-XI
	малый	большой			
Мощность двигателей, при которой устанавливается котел, в л. с.	100—150	200—300	400—600	До 300	400—750
Тип котла	Горизонтально-водотрубный, паровой		Горизонтально-водотрубный, паровой с двойным ходом	Вертикально-водотрубный, паровой	
Поверхность нагрева в м ²	2,7	5,4	7,7	1,3	6,7
Габариты котла:					
длина в м	1,4	1,4	1,95	—	—
ширина в м	0,47	0,47	0,59	—	—
высота в м	0,755	1,00	1,14	1,8	2,3
диаметр в м	—	—	—	0,47	0,63
Число рядов трубок	21	21	2×44	23	30
Размер трубок в мм	29×2,5	29×2,5	33×2,5	29×2,5	29×2,5
Давление пара в ати	2	2	2	4	4
Расчетная паропроизводительность в кг/ч	20—30	44—60	110—155	75	126—210
Расчетное газовое сопротивление в мм вод. ст.	38—76	38—76	190—400	323	126—381

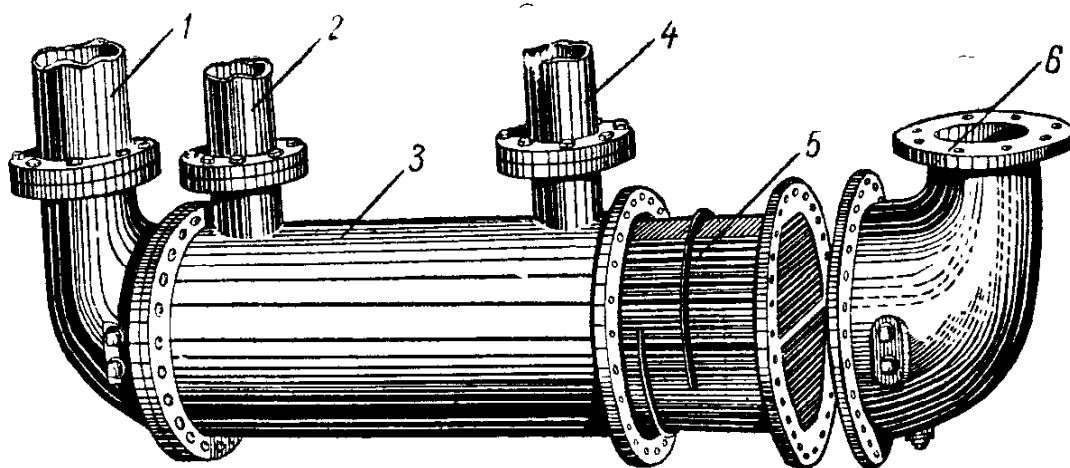
На фиг. 112 приведены общий вид и размеры котла НИДИ-IV с поверхностью нагрева 5,4 м², рабочее давление — 2 ати. Паропроизводительность котла при работе с двигателями 200—300 л. с. составляет 38—76 кг пара в час.

На фиг. 113 представлен общий вид котла-утилизатора с так называемым «плавающим» пакетом труб из цветного металла, для пресной и соленой воды. Такая конструкция котла облегчает монтаж и демонтаж его при чистках, значительно удешевляя его эксплуатацию.



Фиг. 112. Котел-утилизатор НИДИ-IV.

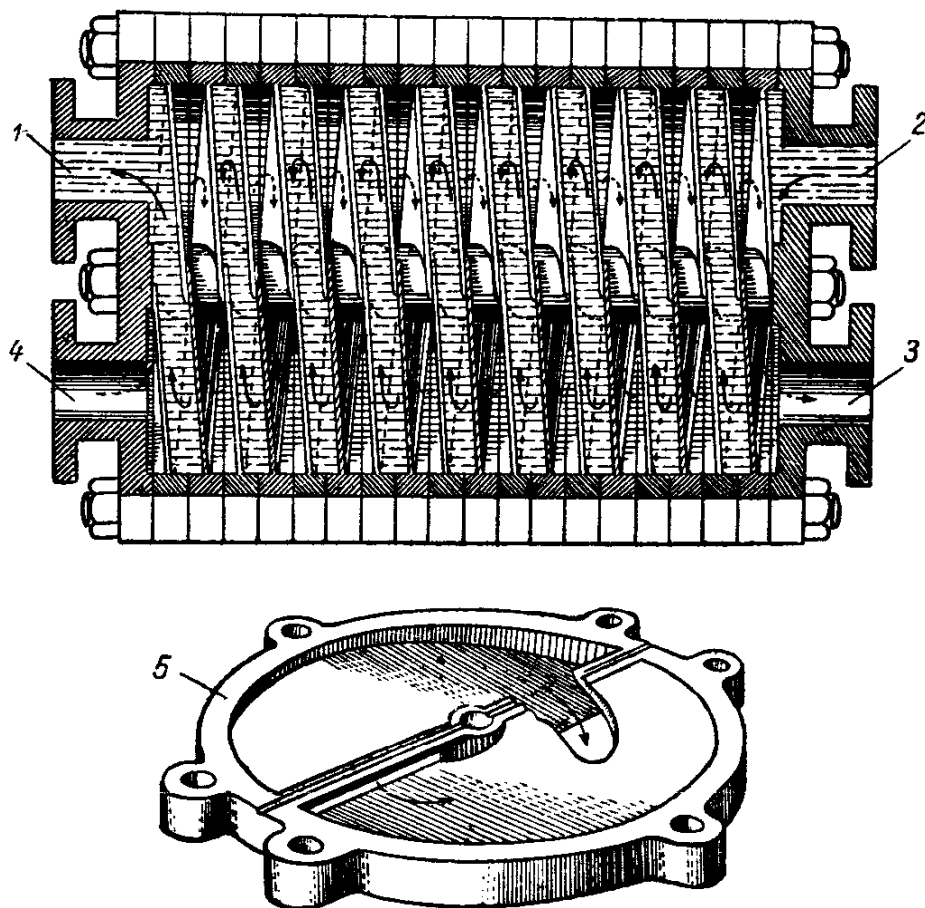
1 — входное отверстие для газа; 2 — штуцер для установки паропроводного вентиля; 3 — штуцер для установки предохранительного клапана; 4 — плоские трубные плиты; 5 — штуцер для установки воздушного крана; 6 — штуцер для установки манометра; 7 — трубки; 8 — выходное отверстие для газа; 9 — полусферический колпак; 10 — штуцер для установки водомерного крана; 11 — штуцер для установки пробных кранов; 12 — патрубок для установки питательного клапана; 13 — днище.



Фиг. 113. Общий вид котла-утилизатора с «плавающим» пакетом труб:

1 — выходная труба для горячей воды; 2 — труба для впуска отработавших газов; 3 — корпус котла; 4 — труба для выхода отработавших газов; 5 — плавающий пакет труб; 6 — входная труба для холодной воды.

На фиг. 114 приведена схема секционного сборного котла-утилизатора. Каждая секция представляет литое звено с геликоидальными



Фиг. 114. Схема секционного сборного котла-утилизатора:
 1 — выход горячей воды; 2 — вход холодной воды; 3 — выход отработавших газов; 4 — вход отработавших газов; 5 — секция котла.

перегородками. В зависимости от мощности двигателя, котел можно монтировать из любого необходимого количества секций.

22. Системы пуска газовых двигателей

В зависимости от эксплуатационных требований и типа газового двигателя пуск осуществляется вручную, от электрического стартера, сжатым воздухом, специальным двигателем.

Ручной пуск находит весьма ограниченное распространение и применяется, главным образом, для двигателей небольшой мощности в среднем до 30 л. с. У газовых двигателей с искровым зажиганием ручной пуск чаще всего осуществляется на бензине при помощи пускового карбюратора с последующим переводом двигателя на газообразное топливо.

При пуске газожидкостных двигателей небольшой мощности применяют декомпрессионные устройства, облегчающие проворачивание коленчатого вала двигателя, и вспомогательные средства, повышающие конечную температуру смеси в камере сгорания. К таким вспомогательным средствам могут быть отнесены: спирали накаливания, дополнительные пусковые объемы в головке двигателя, отсоединяемые на период пуска от всего пространства сжатия, подогрев воздуха и подогрев двигателя.

Пуск электрическим стартером

Пуск электрическим стартером является наиболее распространенным в транспортных и передвижных установках.

Стартеры различаются между собой по устройству и принципу действия механизма, сцепляющего шестерню стартера с маховиком двигателя. Существуют механизмы с инерционным, электромагнитным и механическим зацеплениями.

Передаточное число между шестерней стартера и зубчатым венцом маховика выбирается из условий получения необходимой скорости вращения коленчатого вала при пуске.

Для двигателей с воспламенением от сжатия с неразделенными камерами сгорания минимально необходимое число оборотов может быть принято равным около 100 в мин., а с разделенными камерами — около 200 в мин.

Мощность стартера зависит: а) от емкости батареи, увеличиваясь с увеличением последней, и б) от сопротивления подводящих проводов, уменьшаясь с увеличением последних. В табл. 19 приводятся характеристики стартеров, устанавливаемых на двигателях с самовоспламенением и на двигателях с искровым зажиганием.

Таблица 19

Предельные характеристики электрических стартеров, устанавливаемых на двигателях с воспламенением от сжатия и двигателях с искровым зажиганием

Наименование параметров	Двигатели с самовоспламенением	Двигатели с искровым зажиганием
Мощность стартера в л. с.	2,0—15,0	0,4—2,8
Примерная удельная мощность стартера (на 1 л. с. двигателя)	0,025—0,15	0,01—0,022
Примерная литровая мощность стартера (на 1 л рабочего объема цилиндра двигателя)	0,35—0,90	0,23—0,37
Аккумуляторные батареи к ним		
напряжение в в	12 и 24	6 и 12
емкость в а-ч	150—200	85 и 150

Разрядный ток, согласно экспериментальным данным, в первый момент прокручивания достигает $800 \div 1500$ а и затем колеблется при тактах сжатия и расширения от 800 до 450 а. Сила разрядного тока зависит от момента сопротивления, возникающего при прокручивании двигателя; она тем значительнее, чем ниже температура окружающей среды и температура теплового состояния двигателя.

В табл. 20 приводятся характеристики некоторых стартеров отечественного производства.

Таблица 20

Характеристики электрических стартеров отечественного производства

Технические данные	МАФ-4006	СТ-15	МАФ-31	СТ-30	СТ-25	СТ-710
Номинальная мощность в л. с.	0,8	1,8	2	4	8	15
Номинальное напряжение в в	6	12	12	12	24	24
Число оборотов в минуту, при котором развивается максимальная мощность	650— 950	—	1400	850	1500	200— 250
Крутящий момент в кгм при режиме полного торможения	1,8	2,6	—	6,0	~8,5	19,0

В целях обеспечения достаточной надежности пуска, пусковые системы могут иногда дублироваться. Например, на двигателях семейства Д6 имеется два пусковых устройства — основной электро-стартерный и резервный пуск сжатым воздухом, работающие независимо друг от друга.

Пуск сжатым воздухом

Стационарные и судовые газовые двигатели запускаются чаще всего сжатым воздухом. Это особенно относится к двигателям с большим литражом цилиндров, где использование других систем пуска не всегда приводит к надежным результатам.

В систему пуска двигателя сжатым воздухом входят следующие основные устройства: компрессор для заполнения баллонов сжатым воздухом, или газоотборный вентиль; пусковые баллоны; воздухораспределитель; пусковой клапан.

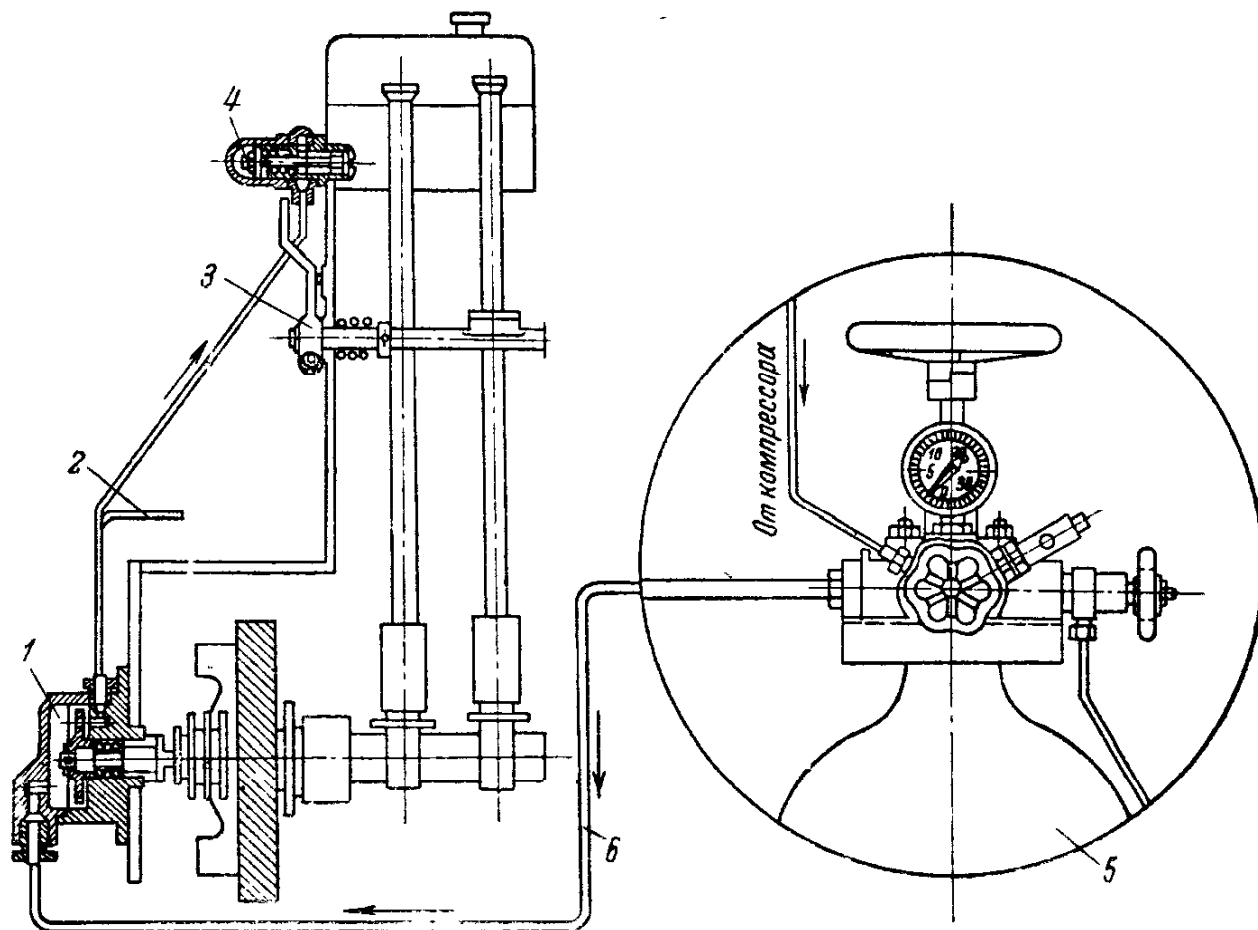
На фиг. 115 приведена схема пускового устройства сжатым воздухом стационарных газовых двигателей 2ГЧ 18/26 и 4ГЧ 18/26, а на фиг. 116 — схема пускового устройства сжатыми отработавшими газами двигателя 2Д 16,5/20.

В одноцилиндровых двигателях устанавливается комбинированный пусковой клапан, объединяющий в себе пусковой и газоотборный клапаны. Вид такого комбинированного клапана приводим на фиг. 117.

В зависимости от литража, двигатель обеспечивается одним или двумя пусковыми баллонами.

Конструкция и размеры баллонов отечественного производства регламентируются ГОСТ 949—41, по которому рабочее давление сжатого воздуха в баллонах допускается до 150 кг/см².

Воздухораспределитель обеспечивает правильное чередование подвода сжатого воздуха к отдельным цилиндрам двигателя. На фиг. 118 представлен воздухораспределитель на два цилиндра двигателя 2ГЧ 18/26. Он состоит из корпуса 2, крышки 1, соединенной с воздухопроводом пускового баллона, вращающейся распределительной шайбы 6, пружины 3 и валика 5 распределительной шайбы, соединяющегося с распределительным валом двигателя и вращающегося на втулке 4.



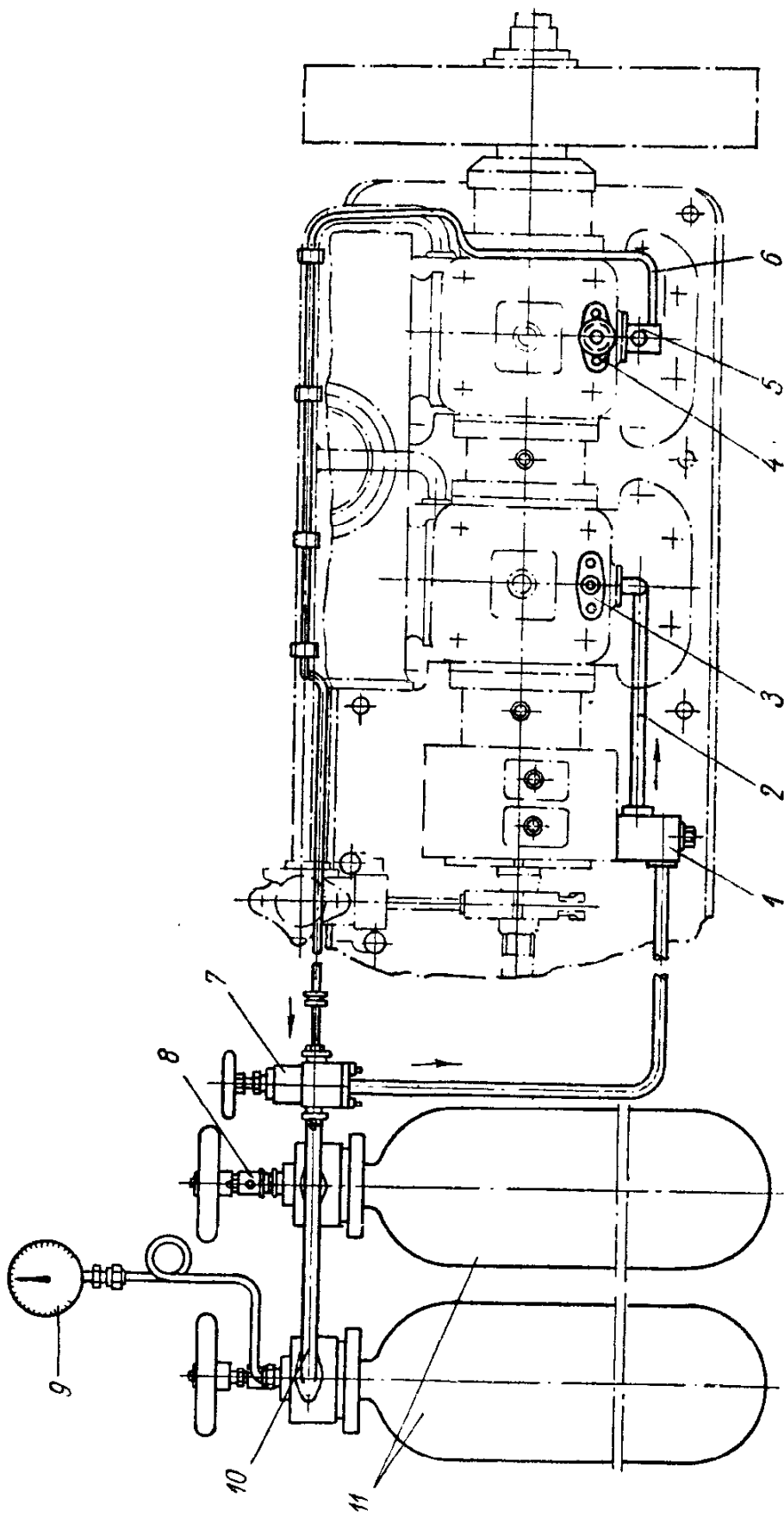
Фиг. 115. Схема пускового устройства двигателей 2ГЧ 18/26 и 4ГЧ 18/26:

1 — распределитель воздуха; 2 — воздухопроводы от распределителя к пусковым клапанам; 3 — декомпрессионное устройство; 4 — пусковой клапан; 5 — пусковой баллон со сжатым воздухом; 6 — воздухопровод от пускового баллона к распределителю воздуха.

На фиг. 119 изображен воздухораспределитель многоцилиндрового двигателя.

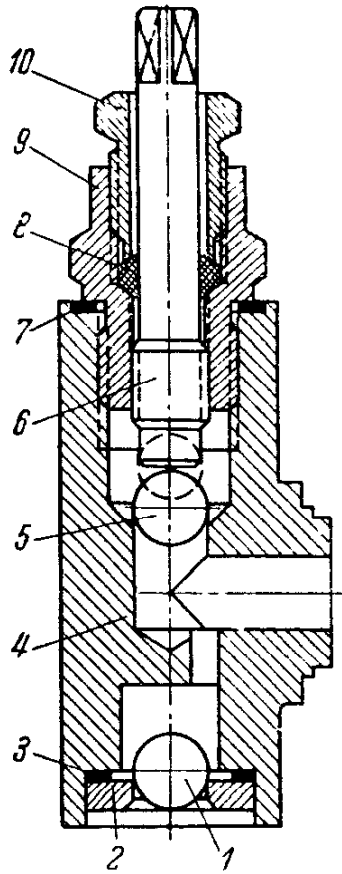
Сжатый воздух, попадая в какой-либо цилиндр двигателя, заставляет вращаться коленчатый вал, а заодно и связанный с ним распределительный диск воздухораспределителя. При повороте распределительного диска, в котором имеются окна, полость воздухораспределителя последовательно сообщается с каждым цилиндром в порядке их работы.

На фиг. 120 дана схема пускового клапана. Пусковой автоматический клапан служит для подачи сжатого воздуха в полость цилиндра. Клапан открывается только под давлением пускового воздуха внутрь цилиндра и герметически закрывает его полость.



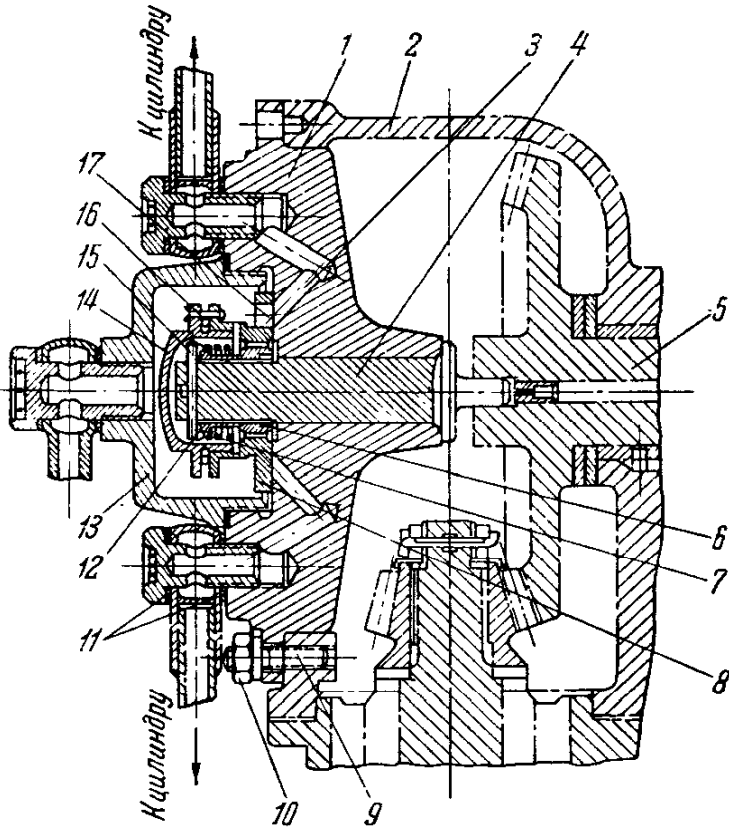
Фиг. 116. Схема пускового устройства двигателя 2Д 16,5/20:

1 — распределительный пусковой клапан; 2 — пусковой трубопровод; 3 — автоматический клапан; 4 — газоотборный вентиль; 5 — дополнительный газоотборный клапан; 6 — труба для зарядки баллонов; 7 — распределительный вентиль; 8 — предохранительный клапан; 9 — манометр; 10 — соединительная труба; 11 — пусковые баллоны.



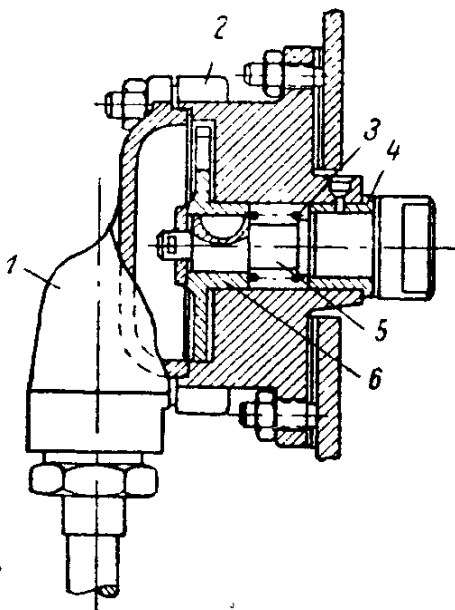
Фиг. 117. Комбинированный клапан пусковой системы одноцилиндрового двигателя:

1 — шарик клапана (пускового); 2 — седло; 3 — прокладка; 4 — корпус клапана; 5 — шарик клапана (газотворного); 6 — шпindel; 7 — прокладка; 8 — набивка; 9 — штуцер; 10 — нажимной штуцер.

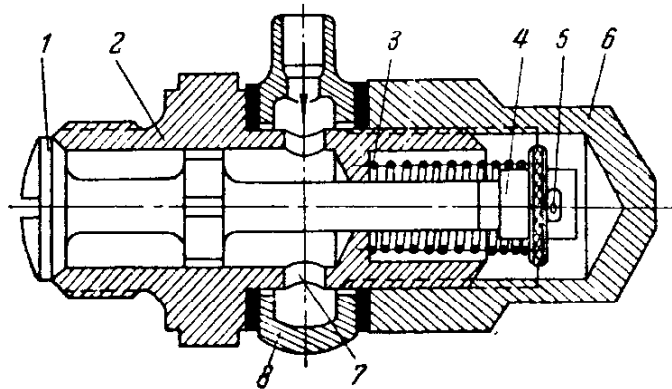


Фиг. 119. Воздухораспределитель многоцилиндрового двигателя:

1 — корпус воздухораспределителя; 2 — корпус привода; 3 — отверстие корпуса воздухораспределителя; 4 — валик; 5 — вал привода; 6 — регулировочная муфта; 7 — пружина; 8 — распределительный диск; 9 — шпилька; 10 — гайка крепления корпуса воздухораспределителя к корпусу привода; 11 — прокладки; 12 — шайба; 13 — колпак; 14 — колпачок распределительного диска; 15 — штифт; 16 — шплинт; 17 — золотниковое окно.

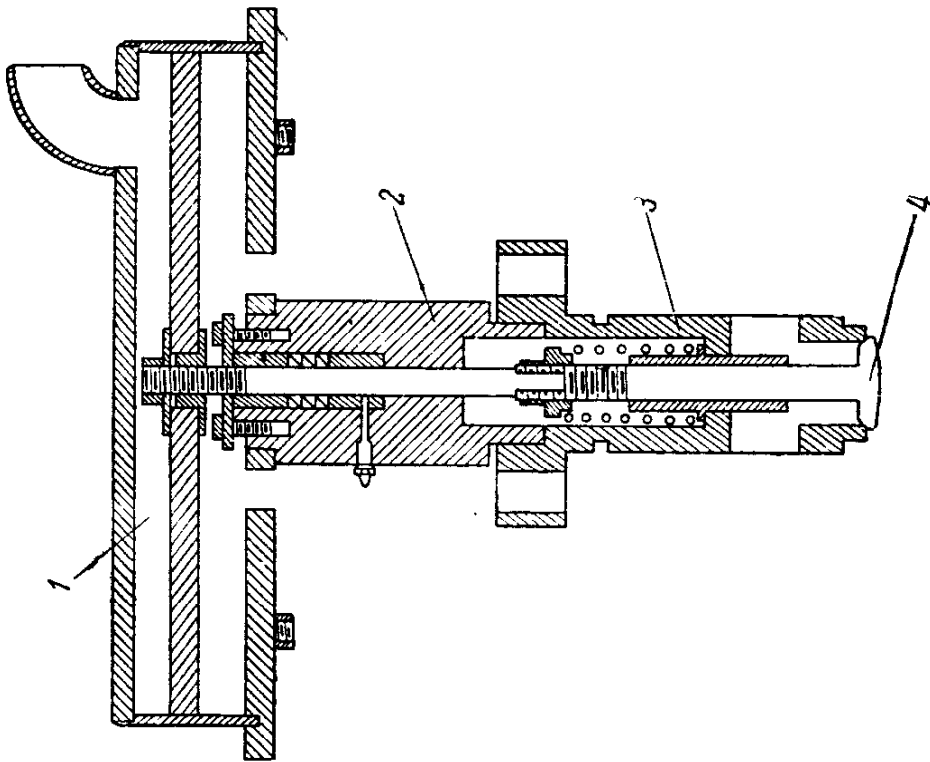


Фиг. 118. Воздухораспределитель двигателя 2ГЧ 18/26.

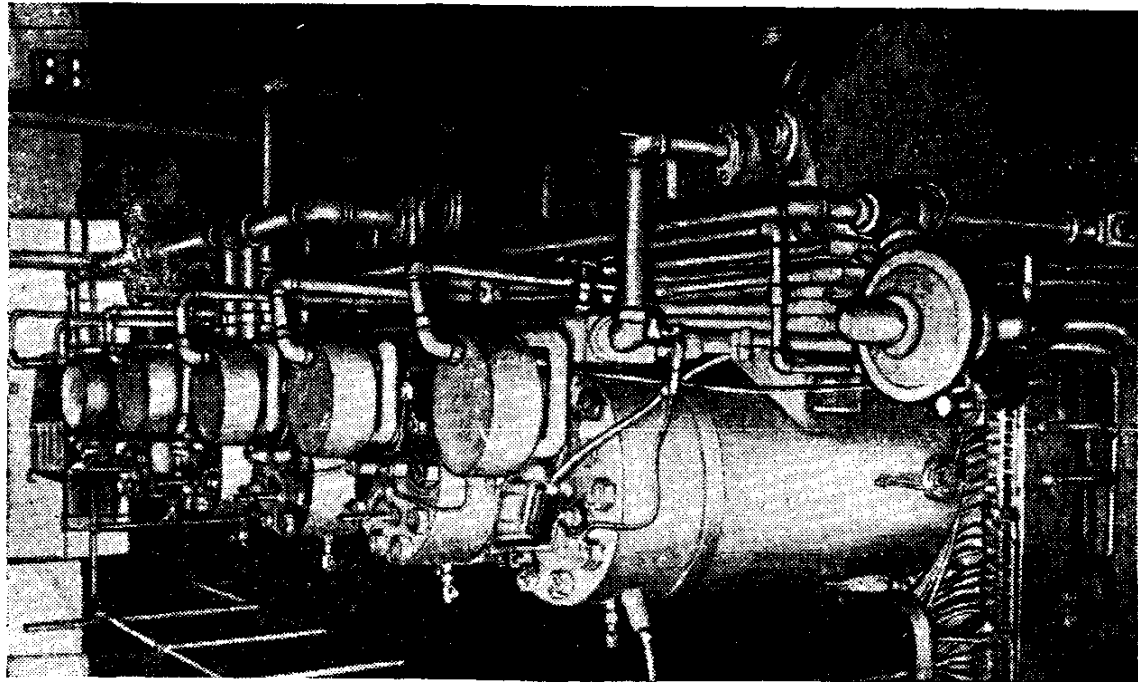


Фиг. 120. Схема пускового клапана:

1 — клапан; 2 — корпус клапана; 3 — пружина; 4 — гайка; 5 — шплинт, фиксирующий гайку; 6 — колпачок; 7 — отверстие для прохода воздуха; 8 — ниппель.



Фиг. 121. Схема газового клапана, выполняющего одновременно и функции клапана пускового воздуха:
 1 — воздушная полость; 2 — корпус клапанного привода;
 3 — корпус клапана; 4 — клапан.



Фиг. 122. Общий вид газового двигателя, оборудованного комбинированными клапанами, установленными на головках цилиндров.

Технические характеристики отечественных пусковых двигателей и передаточных пусковых устройств

Наименование параметров	Марки пусковых двигателей		
	ПД-10	В-20	П-46
Применяется на двигателе	Г-58	МГ-17	КДМ-46
Мощность двигателя в л. с.	10	18	19
Номинальное число оборотов в мин.	3500	2200	2600
Число тактов	2	4	4
Число цилиндров	1	2	2
Диаметр цилиндра в мм	72	92	92
Ход поршня в мм	85	102	102
Рабочий объем цилиндров в л.	0,346	1,36	1,36
Литровая мощность в л. с./л.	29	13,2	14,0
Степень сжатия	6,2	4,6	4,6
Удельный расход бензина при номинальной мощности в г/л. с. ч.	415	370	315
Среднее эффективное давление в кг/см ²	3,7	5,45	4,85
Наибольший крутящий момент в кгм	2,15	7,35	7,10
Вес двигателя в кг	42	202	215
Габаритные размеры в мм			
длина	370	1330	1480
ширина	230	370	350
высота	450	640	730
Передаточные устройства			
Муфта сцепления	постоянно замкнутая	непостоянно замкнутая	
Число передач редуктора	1 или 2	2	2
Общее передаточное число от вала пускового двигателя до коленчатого вала основного двигателя			
на первой передаче	13,9 или 16,69	8,53	8,53
на второй передаче	46,60	26,95	26,95
Пусковое число оборотов в минуту основного двигателя	250 или 210	260	305
Число оборотов в минуту основного двигателя, при котором отключается пусковой двигатель	300—320 или 250—275	400	300—350

На фиг. 121 приведена схема впускного газового клапана, выполняющего одновременно и функции пускового клапана сжатого воздуха (комбинированный клапан).

На фиг. 122 изображен общий вид двигателя с комбинированными клапанами, расположенными в головках цилиндров.

П у с к с п е ц и а л ь н ы м д в и г а т е л е м

Пусковое устройство в виде специального бензинового двигателя отличается надежностью и в настоящее время все чаще и чаще применяется на тракторных установках. Подобными пусковыми устройствами снабжены газовые двигатели ГБ-58 и СГ-65.

Пусковой двигатель выполняет ряд функций: осуществляет подогрев всасываемого основным двигателем воздуха, для чего выпускной трубопровод бензинового двигателя проходит внутри впускного трубопровода основного двигателя; нагревает воду в рубашке основного двигателя путем перепуска охлаждающей воды бензинового двигателя помимо радиатора; осуществляет пуск основного двигателя путем передачи крутящего момента от пускового двигателя на маховик, через редуктор с ручным управлением и автоматическим сцеплением.

В табл. 21 приведены технические характеристики отечественных пусковых двигателей и передаточных пусковых устройств.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ИСПЫТАНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В современной литературе по двигателям внутреннего сгорания уделяется значительное внимание описанию установок и приборов, применяемых при испытании двигателей. Эти разделы часто вводятся в курс «Двигатели внутреннего сгорания» и издаются в виде отдельных руководств и пособий.

По этой причине, опуская их описание, мы сочли наиболее целесообразным сосредоточить внимание на видах испытаний двигателей, содержании этих испытаний и, наконец, на наиболее важном практическом вопросе — замере величин, характерных для газовых двигателей, и методе их обработки.

23. Виды испытаний и их содержание

Согласно ГОСТ 2674—44, устанавливаются следующие виды испытаний двигателей:

научно-исследовательские, проводимые с целью изучения рабочего процесса двигателей, работы его отдельных механизмов и устройств, исследования влияния условий работы двигателя на соответственные показатели и получения новых данных для улучшения конструкций или для проектирования нового двигателя;

заводские, которые проводит завод-изготовитель для проверки качества продукции;

приемо-сдаточные, которые проводят завод-изготовитель и организация, принимающая двигатель (или агрегат), с целью проверки соответствия его техническим условиям;

государственные, проводимые специальной государственной комиссией (например при сдаче двигателя на серийное производство).

Кроме перечисленных выше четырех видов основных испытаний двигателей, ГОСТ предусматривает проведение целого ряда испытаний специального назначения, к которым относятся: инспекционные, контрольные, эксплуатационные, испытания на пуск, маневренность, долговечность и устойчивость.

В зависимости от вида проводимых испытаний могут изменяться количество величин, подлежащих замеру, характер применяемого

оборудования и измерительной аппаратуры, а также порядок проведения испытаний.

В связи с этим не представляется возможным дать жесткий перечень объектов наблюдения, необходимых для испытания. В каждом конкретном случае руководитель испытания, зная задачи и цели испытаний, договорные обязательства, технические и другие условия, должен произвести выбор объектов наблюдения и наметить программу испытаний. Не следует перегружать испытания обилием измеряемых величин, обращая в первую очередь внимание на основные взаимосвязанные наблюдения, помня, что лучше иметь небольшое число необходимых надежных данных, чем разнообразное количество неточных измерений, приводящих к ошибкам и неверным выводам. Руководствуясь ГОСТ 491—41, можно установить следующий примерный перечень величин, измеряемых при типовых испытаниях газожидкостных двигателей:

- 1) крутящий момент или усилие на тормозе;
- 2) число оборотов коленчатого вала в об/мин.;
- 3) часовой расход топлива (газ в $m^3/час$, жидкое запальное в $кг/ч$, твердое в $кг/ч$);
- 4) температура в $^{\circ}C$;
 - а) воды, поступающей в двигатель;
 - б) воды, выходящей из двигателя;
 - в) масла в картере;
 - г) отработавших газов;
 - д) газа перед смесителем;
 - е) всасываемого воздуха;
- 5) давление: а) масла в масляной магистрали в $кг/см^2$, б) окружающей среды в $мм$ рт. ст.;
- 6) разрежение в $мм$ вод. ст.: а) во впускной трубе (воздух), б) перед смесителем, в) за газогенератором;
- 7) угол опережения зажигания (для двигателей с искровым зажиганием) или угол опережения впрыска жидкого запального топлива.

Предусмотренное ГОСТ 491—41 стандартное испытание на экономичность и эффективность включает: а) работу до пуска двигателя (установка зазоров, фаз и пр.), б) проверку устойчивости работы двигателя, в) регулировочное испытание, г) проверку равномерности работы двигателя, д) определение минимальных чисел оборотов, е) испытание двигателя при различных нагрузках, ж) определение стационарной мощности, з) определение мощности, затрачиваемой на вспомогательные агрегаты, и) испытания на запуск.

При испытаниях, связанных с выяснением основных показателей работы двигателя, снимаются характеристики:

- 1) регулировочные: а) по воздуху и углу опережения зажигания для газовых двигателей с искровым зажиганием, б) по воздуху и углу опережения подачи жидкого запального топлива для газожидкостных двигателей;
- 2) скоростная (внешняя) и предельная для газовых двигателей с искровым зажиганием и газожидкостных;
- 3) дроссельные для газовых двигателей с искровым зажиганием;
- 4) на регуляторе для газовых двигателей с искровым зажиганием и для газожидкостных;
- 5) холостого хода (для установления экономичного режима);

6 пусковая (для газовых и газожидкостных двигателей с газогенераторной установкой).

Специальным разделом стандартных испытаний предусматривается испытание на долговечность, связанное с определением износостойкости деталей, узлов и двигателя в целом. При необходимости углубленного исследования двигателя производится определение ряда коэффициентов α , γ_{ψ} , γ_i и др., осуществляется индицирование двигателя, снятие теплового баланса и др.

Проведение научно-исследовательских испытаний связано нередко с организацией сложных экспериментальных работ, требующих не только специальной методики, но и специальной аппаратуры.

В зависимости от вида и содержания испытаний применяется стандартная, а в ряде случаев и специально создаваемая аппаратура.

24. Измерительные устройства и приборы

Центральным научно-исследовательским дизельным институтом разработана и рекомендована для практического использования номенклатура измерительных устройств и приборов, необходимая для испытания или исследования двигателей, однако, в каждом отдельном случае выбор типа приборов и устройств определяется характером, целями и задачами испытаний. Ниже приводятся перечень и типы аппаратуры для отдельных специальных видов измерений [23—25].

Измерение крутящего момента: гидравлические тормоза СТБ-МАИ, Т-4, ГТ1, МИИМЕСХ-3 и др., балансирные динамомашины, торсионные динамомашины (тип Амслера и др.).

Измерение угловой скорости: тахометры стационарные 300 ÷ 1800 об/мин., центробежные типа ИС-П 25 ÷ ÷ 30 000 об/мин., тахометры ручные, тахоскопы (тип 94 п), счетчики оборотов (тип СУ-2 до 200 об/мин.), тахографы, электротахометры (3500 ÷ 15 000 об/мин., типы ТЭ-204, ТЭ-205, ТЭ-206, ТЭ-207).

Измерение и регистрация давления: манометры контрольные (в корпусе, $d = 180$ мм 5 ÷ 1000 ата, в корпусе, $d = 100$ мм 5 ÷ 1000 ата), вакуумметры (в корпусе, $d = 100$ мм, тип 100×760 и в корпусе, $d = 150$ мм, тип 150×760), моновакуумметры (тип 150×710/2 $d = 150$ мм), дифференциальные манометры (тип ДТ-35 до 700 мм. рт. ст.), микроманометры (тип МФ, допускаемое статическое давление до 1000 мм. вод. ст., длина шкал — 250 мм), пиметры (манометры среднего давления тип ПИ), индикаторы механические, индикаторы электропневматические (модель ТЛ-1; ТЛ-2 или МАИ), индикаторы электрические.

Измерение температуры: термометры стеклянные ртутные (ГОСТ 400—41), термометры манометрические (тип ТТ270, ТТ410, ТГ610), термометры нихром-константановые (ТХК-040), хромель-алюмелевые (ТП-VIII) и платино-платинородиевые (ТП-IV) с гальванометрами (ГПКП, СГ), термометры сопротивления (тип ЭТ-1, ЭТ-Х), термокраски и термокарандаши, плавкие вставки, устройства для регистрации мгновенных температур.

Измерение расхода жидкостей: объемные расходомеры для вязких жидкостей (тип ПА постоянного перепада), водомеры (тип Вольтмана с расходом $13 \div 160 \text{ м}^3/\text{ч}$), трубки Вентури и диафрагмы.

Измерение расхода воздуха и газа: измерители расхода диафрагменные, расходомеры с соплами, трубки Пито, термоанемометры электрические, часы газовые, счетчики газовые,

Измерение расхода твердого топлива: весы десятичные платформенные, баки мерные.

Измерение линейных и крутильных колебаний: вольтметры язычковые (тип ЦНИЗЛ), вибрографы механические, виброщупы самописцы, торсиографы, вибрографы и торнографы электрические.

Анализ газов: газоанализаторы для полного анализа газа ручные (ВТИ), автоматические газоанализаторы (тип ГУ-40, ГД-40, ГТ-10, Г-Д), ручные газоанализаторы на CO_2 , O_2 , CH_4 (типа ГСКБ и Орса), аспираторы для отбора проб газов.

Определение физико-химических свойств твердого, газообразного и жидкого топлива: прибор для определения загрязненности газа (тип Юнкерса), капнограф (автоматический прибор для записи пылесодержания в газе), прибор для определения влажности твердого топлива, весы технические (второго класса Т-1000), весы аналитические (первого класса 0-200), ареометры, капиллярные вискозиметры (тип Оствальд-Пинкевич), аппарат для определения температуры вспышки жидкого топлива.

Измерение времени: хронометры хронографы, секундомер.

Электрические измерительные приборы: гальванометры (М-122, М-91/А, М-21/1), микроамперметры, миллиамперметры, милливольтметры, амперметры контрольные постоянного и переменного тока, вольтметры контрольные постоянного и переменного тока, мостики для измерения сопротивления самоиндукции и емкостей (тип УМВ, МВУ).

Специальные приборы: стробоскопы, осциллографы (восьмишлейфный МПО-2, электронный ЭО-4 и др.), дымомеры, приборы для измерения жесткости работы двигателя, шумомеры, приборы для измерения статических и динамических напряжений методом проволочных датчиков, измерительные микроскопы (тип МГИ), профилографы (тип ИЗП-17), дефектоскопы, высокоскоростные кино съемочные аппараты (СКС, СКС-2).

25. Замер величин, характерных для газовых двигателей, и методика их обработки

При испытании газовых двигателей, кроме замера величин, обязательных при испытании любого двигателя внутреннего сгорания, производится замер данных, связанных со спецификой принятого газообразного топлива, и осуществляется обработка экспериментальных материалов.

Не имея возможности затронуть все вопросы, связанные с испытанием двигателя, ниже остановимся на следующих из них: определение расхода газа, полноты сгорания газообразного топлива по анализу отработавших газов, коэффициента избытка воздуха, среднего часового расхода воздуха и теплового баланса газового двигателя.

О п р е д е л е н и е р а с х о д а г а з а

Измерение расхода газа осуществляется при помощи газового счетчика (газовых часов) или дроссельных приборов.

При этом учитываются температура $t^\circ \text{C}$ и среднее давление P влажного газа в счетчике.

Средний часовой расход газа, измеренный при помощи мокрого газового счетчика, подсчитывается на основании показаний, записываемых через одинаковые промежутки времени, по формуле:

$$V_{\text{ч}} = K \frac{V_2 - V_1}{T_2 - T_1} \cdot 60 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где V_2 и V_1 — конечные и начальные показания счетчика в м^3 или $л$;
 $T_2 - T_1$ — время, в течение которого произведен замер, в мин.;

K — коэффициент, зависящий от того, в каких единицах показывает счетчик (если в м^3 то $K = 1$, если в $л$, то

$$K = \frac{1}{1000}).$$

Давление влажного газа в счетчике

$$P = B_0 \pm \frac{735,6b}{10000} \text{ мм рт. ст.}$$

Здесь B_0 — показания барометра в мм рт. ст. , приведенные к 0°C ;
 $\pm b$ — показания всядного манометра у газового счетчика в мм вод. ст.

Часовой расход газа при температуре $t' ^\circ \text{C}$ и давлении $B_0 \text{ мм рт. ст.}$ окружающей среды будет:

$$V'_{\text{ч}} = \frac{P \cdot V_{\text{ч}} (273 + t')}{B_0 (273 + t)} \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Часовой расход газа, приведенный к 0°C и 760 мм рт. ст. ,

$$V''_{\text{ч}} = \frac{273P \cdot V_{\text{ч}}}{(273 + t) 760} \text{ м}^3/\text{ч}$$

или

$$V''_{\text{ч}} = \frac{273P \cdot V_{\text{ч}}}{22,4 (273 + t) 760} \text{ кг моль/ч}.$$

Часовой расход сухого газа, приведенный к 0°C и 760 мм рт. ст. ,

$$V_{\text{ч}}^{\text{сух}} = \frac{273 \cdot P_{\text{сух}} \cdot V_{\text{ч}}}{(273 + t) 760} = V_{\text{ч}} \frac{P_{\text{сух}}}{P} \text{ м}^3/\text{ч}$$

или

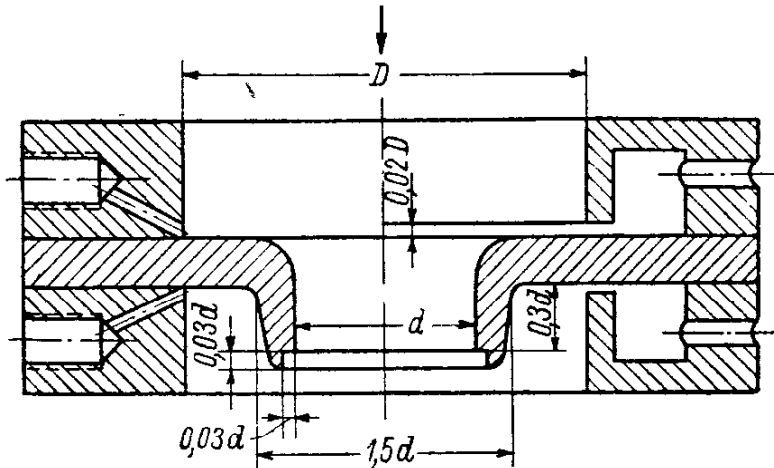
$$V_{\text{ч}}^{\text{сух}} = \frac{273 \cdot P_{\text{сух}} V_{\text{ч}}}{22,4 (273 + t) 760} \text{ кг моль/ч.}$$

где

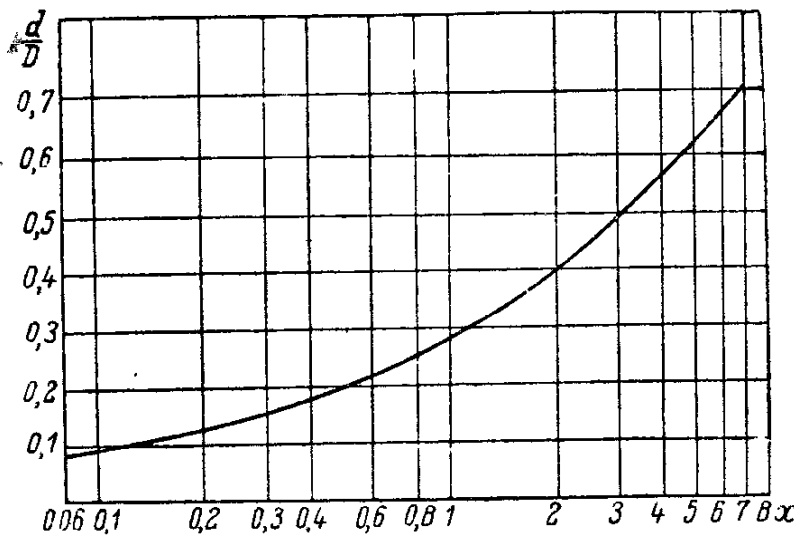
$$P_{\text{сух}} = B_0 \pm \frac{735,6b}{10000} - S \text{ мм рт. ст.,}$$

S — давление насыщенного водяного пара при данной температуре в газовом счетчике.

На фиг. 123 приведена схема нормального сопла для замера расхода газа, рекомендованная Московским государственным институтом мер и весов.



Фиг. 123. Схема нормального сопла.



Фиг. 124. Диаграмма для выбора диаметра отверстия нормального сопла.

По опытным данным или путем ориентировочных подсчетов устанавливают расход газа на наиболее распространенном режиме работы двигателя. После этого, ориентируясь на расход газа, задаются желательным перепадом давления ΔP и подсчитывают отношение перепада давления к абсолютному давлению газа P' из уравнения

По опытным данным или путем ориентировочных подсчетов устанавливают расход газа на наиболее распространенном режиме работы двигателя. После этого, ориентируясь на расход газа, задаются желательным перепадом давления ΔP и подсчитывают отношение перепада давления к абсолютному давлению газа P' из уравнения

$$\frac{\Delta P}{P'} = \frac{h}{10000 P'}$$

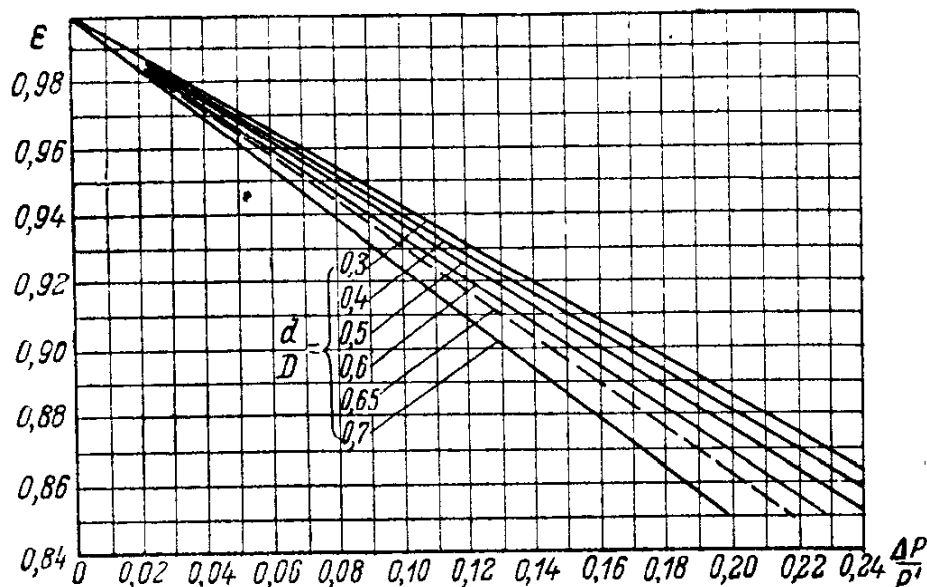
где h — высота столба воды в дифференциальном манометре в мм. Абсолютное давление газа определится из уравнения

$$P' = \frac{B_0}{735,6} \text{ ата.}$$

После этого из графика (фиг. 125) ориентировочно определяют поправочный коэффициент на расширение газа ϵ и далее вычисляют величину

$$x = \frac{G_r \cdot 1000}{\epsilon D^2 \sqrt{\Delta P \gamma_1}}$$

где G_v — расход газа в кг/ч;
 ϵ — поправка на расширение газа;
 D — диаметр впускного трубопровода в мм;



Фиг. 125 График изменения поправочного коэффициента на расширение воздуха.

ΔP — перепад давления в мм вод. ст.;

γ_t — удельный вес газа при температуре t' и давлении P' кг/м³.

По найденной величине x из графика фиг. 124 находят отношение диаметра сопла d к диаметру впускного трубопровода D . Из отношения определяют d .

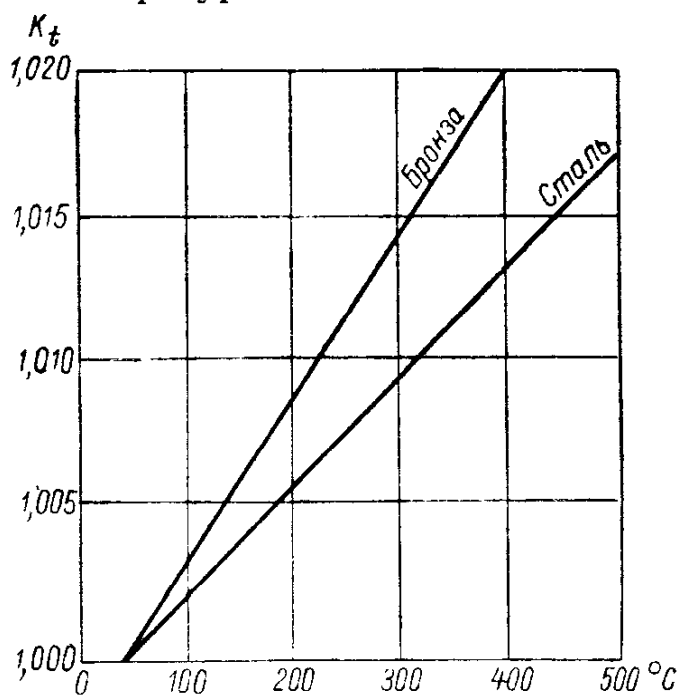
Средний часовой расход газа при замерах с помощью сопла определяется по формуле

$$V_v = 0,01252 \cdot \epsilon \times K_t \alpha \cdot d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где ϵ — поправочный коэффициент на расширение газа (определяется из фиг. 125);

K_t — поправочный коэффициент¹ на тепловое расширение прибора (определяется из фиг. 126);

α — коэффициент расхода (табл. 22);



Фиг. 126. Зависимость поправочного коэффициента K_t от теплового расширения дроссельного прибора.

¹ Если определяется расход газа или воздуха, температура которого больше, чем 20° С, а измерение диаметра дроссельного прибора производилось при 20° С, то необходима поправка на расширение дроссельного прибора.

Определение исходного коэффициента расхода α
нормальных сопел (с округлением до 0,001)

α	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,980	—	—	—	—	$\leq \frac{d}{D} \leq$	0	0,188	0,260	0,297	0,324
0,990	0,324	0,345	0,363	0,379	0,393	0,405	0,416	0,427	0,437	0,446
1,000	0,454	0,4624	0,4700	0,4772	0,4840	0,4905	0,4967	0,5026	0,5082	0,5135
1,010	0,5185	0,5233	0,5280	0,5325	0,5369	0,5412	0,5453	0,5492	0,5530	0,5567
1,020	0,5603	0,5638	0,5672	0,5705	0,5738	0,5771	0,5803	0,5835	0,5866	0,5896
1,030	0,5925	0,5954	0,5983	0,6011	0,6038	0,6064	0,6091	0,6118	0,6144	0,6169
1,040	0,6193	0,6218	0,6242	0,6265	0,6288	0,6310	0,6331	0,6351	0,6372	0,6392
1,050	0,6413	0,6433	0,6454	0,6474	0,6494	0,6513	0,6531	0,6550	0,6568	0,6585
1,060	0,6601	0,6618	0,6634	0,6651	0,6667	0,6684	0,6700	0,6716	0,6732	0,6748
1,070	0,6763	0,6777	0,6792	0,6806	0,6819	0,6833	0,6846	0,6860	0,6873	0,6887
1,080	0,6900	0,6912	0,6924	0,6936	0,6947	0,6958	0,6968	0,6979	0,6989	0,6999
1,090	0,7008	0,7018	0,7027	0,7037	0,7046	0,7056	0,7065	—	—	—

Пример: Дано $D = 273$ мм; $d = 162,7$ мм; $\frac{d}{D} = 0,5960$. По таблице $0,5954 < \frac{d}{D} < 0,5983$.
Следовательно: $\alpha = 1,031$.

d — диаметр сопла в мм;

ΔP — средний перепад давлений в сопле в мм вод. ст.;

γ — средний удельный вес газа перед соплом в кг/м³.

При сухом газе

$$\gamma_{\text{сух}} = \frac{P \cdot 10000 \cdot m_2}{735,6 \cdot 848 (273 + t)} \text{ кг/м}^3,$$

где P — давление газа в условиях опыта в мм рт. ст.,

m_2 — молекулярный вес газовой смеси, равный:

$$m_2 = \frac{1}{100} [m_{\text{CO}_2} \cdot \text{CO}_2 + m_{\text{H}_2} \cdot \text{H}_2 + m_{\text{CO}} \cdot \text{CO} + m_{\text{CH}_4} \cdot \text{CH}_4 + \\ + m_{\text{O}_2} \cdot \text{O}_2 + m_{\text{C}_n\text{H}_m} \cdot \text{C}_n\text{H}_m + m_{\text{N}_2} \cdot \text{N}_2].$$

Здесь CO , H_2 N_2 — отдельные элементы, входящие в состав газовой смеси, в %.

Молекулярный вес газов:

O_2 — 32	CH_4 — 16
CO — 28	C_2H_4 — 28
CO_2 — 44	C_2H_6 — 30
H_2 — 2	N_2 — 28

В случае влажного газа:

$$\gamma'_{\text{вл}} = \frac{P-S}{P} \cdot \gamma_{\text{сух}} + 0,289 \frac{S}{273+t} \text{ кг/м}^3.$$

Расход сухого газа на 1 э. л. с. ч. при 0°С и 760 мм рт. ст.:

$$V_e = \frac{V_{\text{сух}}}{N_e} \text{ м}^3/\text{э. л. с. ч.}$$

Расход сухого газа на 1 и. л. с. ч. при 0°С и 760 мм рт. ст.

$$V_i = \frac{V_{\text{сух}}}{N_i} \text{ м}^3/\text{и. л. с. ч.}$$

Определение полноты сгорания газообразного топлива по анализу отработавших газов

Определение состава отработавших газов дает возможность проверить состав рабочей смеси, совершенство ее сгорания, а также оценить коэффициент избытка воздуха α .

В результате полного сгорания при $\alpha = 1$ отработавшие газы содержат CO_2 ; H_2O и N_2 .

При сгорании бедных смесей, т. е. при $\alpha > 1$, газы будут содержать избыток кислорода O_2 , при сгорании богатых смесей, т. е. при $\alpha < 1$, топливо будет сгорать с выделением углерода в виде сажи с образованием промежуточного продукта сгорания — окиси углерода CO . Таким образом, наличие в отработавших газах углерода или окиси углерода указывает на несовершенство процесса сгорания топлива или на работу двигателя на богатой смеси.

Компоненты газа: углекислота CO_2 , кислород O_2 и окись углерода CO определяются путем поглощения их специальными реактивами при газовом анализе.

Азот N_2 определяется как разность между количеством газа, взятого для анализа, и количеством компонентов, содержащихся в нем. Все компоненты и разность принимаются в процентах, т. е.

$$\text{N}_2 = 100 - (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{O}_2)\%.$$

Для поглощения газов употребляются следующие реактивы:

CO_2 — водный раствор едкого калия (50 г КОН в 100 см^3 воды);
 C_nH_m — раствор 0,5 г хрома в 100—130 см^3 воды;

O_2 — щелочной раствор пирогаллола (смесь раствора 15 г пирогаллола в 30 см^3 горячей воды с 80 см^3 раствора едкого калия — 50 г КОН в 100 см^3 воды);

CO — аммиачный раствор полухлористой меди (раствор в 750 см^3 воды 200 г полухлористой меди и 250 г хлористого аммония с добавлением аммиака с уд. весом 0,91 в количестве одной трети объема раствора).

После получения данных о составе отработавших газов полноту сгорания можно проверить по контрольному уравнению:

$$\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 21 - 0,79\vartheta\text{CO}_2$$

или

$$\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 21 - \beta\text{CO}_2,$$

где CO_2, O_2 — содержание этих газов в сухих продуктах сгорания;
 β — характеристика топлива, равная 0,79 ϑ .

ϑ — величина, характеризующая качественный состав газожидкостного топлива (до сгорания), равная

$$\vartheta = \frac{0,2658\text{N}_2 + 0,5\text{H}_2 - 0,5\text{CO} + 0,25m\text{C}_n\text{H}_m + \text{CH} - \text{O}_2 - \text{CO}_2 + g \left(\frac{\text{H}}{4} - \frac{\text{O}}{32} \right)}{\text{CO} + n\text{C}_n\text{H}_m + \text{CH}_4 + \text{CO}_2 + g \frac{\text{C}}{12}}.$$

Здесь g — вес жидкого запального топлива в кг, приходящегося на 1 моль сжигаемого в двигателе газа.

Для проверки полноты сгорания следует в правую и левую части уравнения подставить полученные из анализа значения CO_2 и $(\text{CO}_2 + \text{O}_2)$ в %.

Если при этом окажется, что правая часть уравнения равна левой, то сгорание совершенно, в случае неравенства — сгорание несовершенное.

При неполном сгорании с выделением углерода C или образованием окиси углерода CO сумма $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ должна быть меньше чем

$$21 - \beta\text{CO}_2.$$

В практике бывают случаи, когда сумма $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ становится больше, чем $21 - \beta\text{CO}_2$. Теоретически такое положение не может иметь места и указывает на ошибку в анализе или на неисправность газоанализатора.

О п р е д е л е н и е к о э ф ф и ц и е н т а и з б ы т к а в о з д у х а

Коэффициент избытка воздуха α можно определить двояким путем: по данным газового анализа и непосредственным замером расхода газа и воздуха.

В общем случае коэффициент избытка воздуха α равен:

$$\alpha = \frac{L}{L_0},$$

где L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива в кгмоль;

L — действительное количество воздуха, принимающее участие в сгорании этого топлива, в кгмоль.

Определим величину α по составу газового топлива и газовой смеси, поступающей в двигатель,

Количество углекислоты в газообразном топливе может быть найдено из следующего уравнения:

$$\text{CO}_2 = (1 + \alpha L_0) \text{CO}_2^{\text{см}},$$

где $\text{CO}_2^{\text{см}}$ — количество углекислоты в газовой смеси в %;

CO_2 — количество углекислоты в газовом топливе в %.

Решая это уравнение относительно α , получим:

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \left(\frac{\text{CO}_2}{\text{CO}_2^{\text{см}}} - 1 \right).$$

Составляя такое же уравнение баланса по кислороду, получим

$$\frac{1}{100} \text{O}_2 + 0,21\alpha L_0 = \frac{1}{100} \text{O}_2^{\text{см}} (1 + \alpha L_0),$$

отсюда

$$\alpha = \frac{(\text{O}_2^{\text{см}} - \text{O}_2)}{L_0 (21 - \text{O}_2^{\text{см}})},$$

где O_2 и $\text{O}_2^{\text{см}}$ — количество кислорода в газообразном топливе и газовой смеси в %.

Определим α по часовому расходу газа $V_{\text{ч}}$ и часовому расходу воздуха $L_{\text{ч}}$.

Если при испытаниях замеряется расход газа и расход воздуха, то коэффициент избытка воздуха может быть определен из уравнения

$$\alpha = \frac{L_{\text{ч}}}{V_{\text{ч}} L_0},$$

где $L_{\text{ч}}$ — часовой расход воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;

$V_{\text{ч}}$ — часовой расход газа в $\text{м}^3/\text{ч}$;

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха в $\frac{\text{м}^3 \text{возд}}{\text{м}^3 \text{газ}}$.

О п р е д е л е н и е с р е д н е г о ч а с о в о г о р а с х о д а в о з д у х а

Определение расхода воздуха непосредственным замером при помощи сопла:

$$L_{\text{ч}} = 0,01252 \cdot \varepsilon \cdot K_t \cdot \alpha \cdot d^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Здесь ε , K_t , d и ΔP — те же обозначения, что при определении газа (см. стр. 203);

Давление воздуха P перед соплом:

$$P = B_0 - \frac{735,6b}{1000} \text{ в мм рт. ст.,}$$

где b — показания пьезометра в мм вод. ст.;
 γ — удельный вес воздуха

$$\gamma = 0,4645 \frac{P}{273 + t},$$

где t — температура воздуха перед соплом.

Часовой расход влажного воздуха при t' °С и B_0 мм рт. ст. окружающей среды:

$$L'_q = L_q \frac{273 + t'}{273 + t} \cdot \frac{P}{B_0} \text{ м}^3/\text{ч}$$

или

$$L'_q = 0,01603 \frac{P \cdot L_q}{273 + t} \text{ кг моль/ч.}$$

Расход сухого воздуха при тех же условиях среды:

$$L'_q \text{ сух} = L_q \text{ сух} \cdot \frac{273 + t'}{273 + t} \cdot \frac{P}{B_0} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где

$$L_q \text{ сух} = L_q \frac{(P - \psi_s)}{P} - S \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Здесь ψ_s — относительная влажность воздуха по психрометру;
 S — давление насыщенного пара в мм рт. ст.

$$L_q \text{ сух} = 0,01603 \frac{P L'_q \text{ сух}}{273 + t'} \text{ кг моль/ч.}$$

Определение теплового баланса

а) Располагаемое тепло (тепло, поступающее с топливом за 1 час в двигатель)

$$Q_0 = V_q \text{ сух} Q_u \text{ ккал/м}^3;$$

б) тепло, полезно использованное:

$$Q_e = 632 N_e \text{ ккал/ч};$$

в) тепло, потерянное с охлаждающей водой:

$$Q_w = G_w (t_w - t'_w) C \text{ ккал/ч},$$

где G_w — часовой расход воды на охлаждение двигателя в кг/ч;
 t_w — температура воды, выходящей из двигателя, в °С;
 t'_w — температура воды, входящей в двигатель, °С;
 C — теплоемкость воды, ккал/кг град (в области температур 0—100° с достаточной для расчета точностью можно принять равной 1).

г) Тепло, потерянное с отработавшими газами. Это тепло представляет теплосодержание отработавших газов. При подсчете может быть использована диаграмма, представленная на фиг. 127, дающая зависимость теплосодержания от температуры для CO_2 , H_2O и двухатомных газов

$$Q_g = M' \cdot J_{\text{CO}_2}^{t_u} + M'' \cdot J_{\text{O}_2+\text{N}_2+\text{CO}}^{t_u} + M''' \cdot J_{\text{H}_2\text{O}}^{t_u},$$

где M' , M'' и M''' — содержание углекислоты, двухатомных газов и водяного пара в отработавших газах.

Более точные результаты получаются при определении Q_g калориметрированием. Полная потеря тепла с отработавшими газами в этом случае составляет:

$$Q_g = Q_{g_1} + Q_{g_2} + Q_{g_3} + Q_{g_4} \text{ ккал/ч.}$$

Здесь Q_{g_1} — часовое количество тепла, полученное водой калориметра:

$$Q_{g_1} = G_{w_k} (t'' - t') C \text{ ккал/ч,}$$

где G_{w_k} — количество охлаждающей воды, проходящей через калориметр за 1 час, в кг/ч;

t'' — температура воды, выходящей из калориметра, в $^{\circ}\text{C}$;

t' — температура воды, входящей в калориметр, в $^{\circ}\text{C}$;

C — теплоемкость воды в ккал/кг град;

Q_{g_2} — часовое количество тепла, отдаваемое воде в случае охлаждения глушителя или выпускного трубопровода.

$$Q_{g_2} = G_{w_ч} (t_4^{\circ} - t_3^{\circ}) C \text{ ккал/ч,}$$

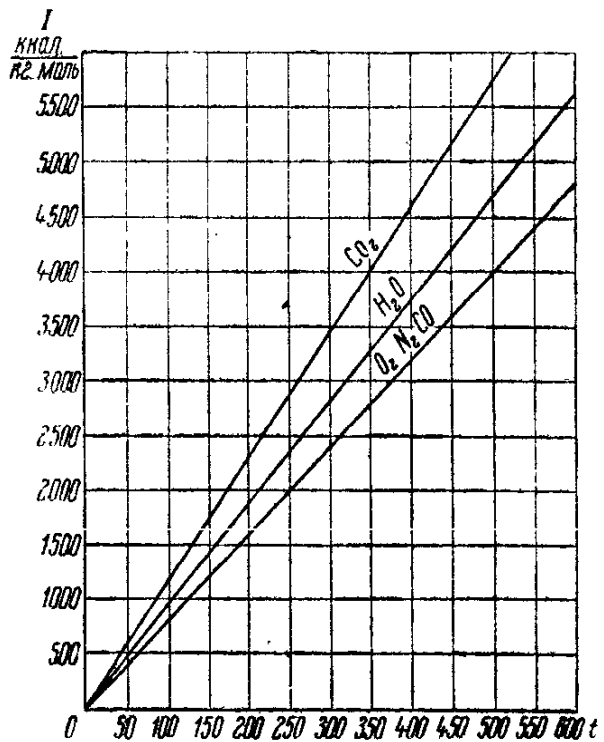
$G_{w_ч}$ — часовое количество воды, пошедшее на охлаждение глушителя или выпускного трубопровода, в кг/ч;

t_4 — температура воды после охлаждения глушителя или выпускного трубопровода в $^{\circ}\text{C}$;

t_3 — температура воды до охлаждения глушителя или выпускного трубопровода в $^{\circ}\text{C}$;

Q_{g_3} — часовое количество тепла, отданное калориметру сконденсировавшимся водяным паром:

$$Q_{g_3} = 600 \cdot g_{w_k} \text{ ккал/ч,}$$



Фиг. 127. Диаграмма $I-t$ для CO_2 , H_2O и двухатомных газов.

где 600 — число калорий, соответствующее скрытой теплоте парообразования и нагревания 1 кг воды;

g_{w_k} — часовое количество конденсата в кг/ч;

Q_{g_1} — часовое количество тепла, теряемое с отработавшими газами, выходящими из калориметра, определяется с помощью диаграммы $I - t$ (фиг. 127).

д) Остаточный член теплового баланса Q_n , определяющий неучтенные потери

$$Q_n = Q_0 - (Q_e + Q_w + Q_g).$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Коллеров Л. К., Газомоторные установки, Машгиз, 1951.
2. Самоль Г. И. и Гольдблат И. И., Газобаллонные автомобили, 1953.
3. Кунаков Н. Е., Работа автотранспорта на сжатом коксовом газе, Металлургиздат, 1953.
4. Сгорание в транспортных поршневых двигателях, Труды совещания АН, 1951.
5. Ваншейдт В. А., Судовые двигатели внутреннего сгорания, Судпромгиз, 1950.
6. Соколик А. С., О физико-химической природе самовоспламенения и сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия. Сборник «Двигатели внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия», Машгиз, 1951.
7. Хандов З. А. и Генин А. Б., Судовые газосиловые установки, Речиздат, 1951.
8. Мазинг Е. К., Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, ОНТИ, 1937.
9. Двигатели внутреннего сгорания, Коллектив авторов под редакцией Орлина А. С., Машгиз, 1951.
10. Тареев В. М., Справочник по тепловому расчету двигателей внутреннего сгорания, Речиздат, 1947.
11. Двигатели внутреннего сгорания. Сборник МВТУ, № 4, Машгиз, 1949.
12. Газификация твердых топлив, Труды ЦНИДИ, вып. 19, Машгиз, 1951.
13. Газовые двигатели 2ГЧ-18/26 и 4ГЧ-18/26, под редакцией Колесова А. Ф., Машгиз, 1951.
14. Двигатель 1ГД-18/20-15, Саратов, 1951.
15. Акад. Чудаков Е. А., к. т. н. Генкин К. И. и др., Двухтактные быстроходные газовые двигатели на базе двигателя ЯАЗ-204, «Вестник машиностроения», 1953, № 1.
16. Лившиц М. Л., Быстроходные дизели Д-6, Машгиз, 1952.
17. Чернявский И. А., Перевод дизельгенераторов В2-300 на природный газ, «Энергетический бюллетень», 1948, № 9.
18. Аврунин А. Г. и др., Тепловозные и судовые двигатели Д-50, Машгиз, 1952.
19. Перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, Сборник трудов МВТУ под редакцией Вырубова Д. Н., Машгиз, 1946.
20. Петровский Н. В., Режимы работы судовых двигателей. Изд. Морской транспорт, 1953.
21. Глезер Г. И., Электрооборудование автомобилей, мотоциклов и тракторов, Машгиз, 1950.
22. Россиевский Г. Т., Дизельные электрические станции, Минкомхоз, 1947.
23. Ценник, Заявка на аппаратуру, лабораторные приборы и химическую посуду, Выпуски 1, 2, 3, 4, Москва, Минмашприбор, 1949.
24. Каталог справочник лабораторных приборов и оборудования, Выпуски 1, 2, 4, 5, 7, 8, 10, 11, 14, 19, 20, 21, 23б, 35 и 36, Машгиз, 1948.
25. Контрольно-измерительные приборы и регуляторы треста Энергочермет, Metallurgizdat, 1948.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Газообразное топливо, применяемое в газовых двигателях.	5
1. Оценка газа, как топлива для двигателей	—
2. Классификация и характеристика газообразного топлива	10
3. Характеристика горючей смеси	22
Глава 2. Работа двигателей внутреннего сгорания на газообразном топливе	25
4. Индикаторные диаграммы	—
5. Процессы действительного цикла газового двигателя	29
6. Особенности действительного (реального) рабочего цикла газожидкостного двигателя	36
7. Мощность и экономичность газового двигателя	38
8. Схема расчета рабочего цикла четырехтактного газового двигателя	47
9. Схема расчета рабочего цикла четырехтактного газожидкостного двигателя	53
Глава 3. Конструкции газовых двигателей	60
10. Четырехтактные газовые двигатели с искровым зажиганием	62
11. Двухтактные газовые двигатели с искровым зажиганием	93
12. Четырехтактные газовые двигатели с воспламенением смеси от жидкого запального топлива (газожидкостные)	107
13. Двухтактные газовые двигатели с воспламенением смеси от жидкого запального топлива (газожидкостные)	122
14. Газовые двигатели-компрессоры и свободно-поршневые генераторы газа	128
Глава 4. Специальные конструктивные элементы газовых двигателей и их устройства	136
15. Смесители и газосмесительные клапаны	137
16. Газовые редукторы	146
17. Камеры сгорания	150
18. Аппаратура для подачи жидкого запального топлива	157
19. Регулирующие устройства газовых и газожидкостных двигателей	160
20. Приборы электрического зажигания газозвоздушной смеси	172
21. Системы охлаждения газовых двигателей и утилизации отходящего тепла	176
22. Системы пуска газовых двигателей	188
Глава 5. Испытания газовых двигателей	197
23. Виды испытаний и их содержание	—
24. Измерительные устройства и приборы	199
25. Замер величин, характерных для газовых двигателей, и методика их обработки	200
Литература	211

Технический редактор *Л. В. Соколова*

Корректор *Е. С. Кушлю*

Подписано к печати 19/IV 1955 г.

М-35094.

Формат бумаги 60×92¹/₁₆

Печ. листов 13,25.

Уч.-изд. листов 14,2.

Тираж 6000 экз.

Заказ 1613