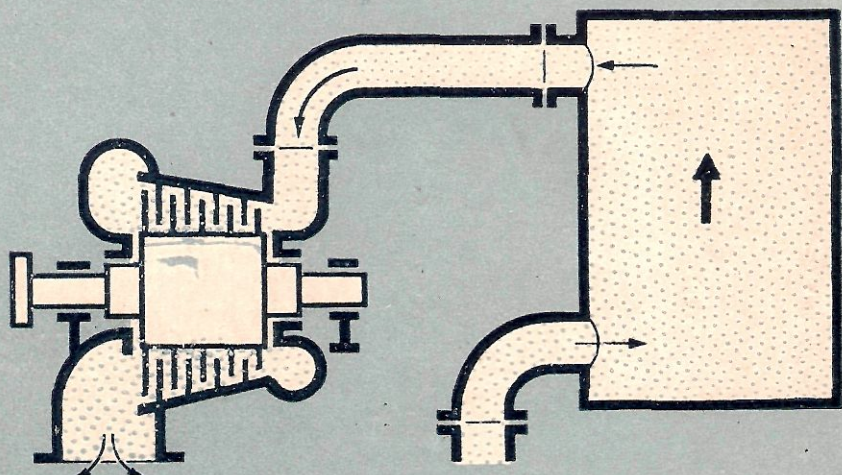
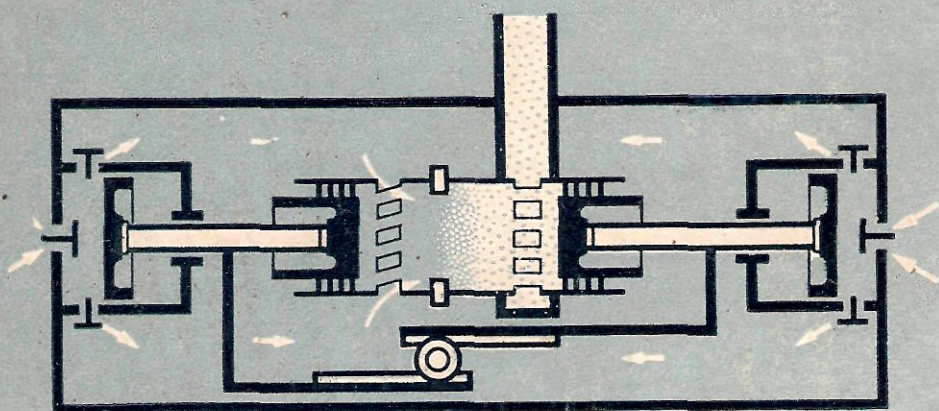


П. А. ШЕЛЕСТ



КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ



МАШГИЗ

П. А. ШЕЛЕСТ
канд. техн. наук

КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1958

В книге дается краткий обзор развития комбинированных двигателей и их классификация. Приводится расчет комбинированных двигателей. Освещаются вопросы теории и конструкции комбинированных двигателей со свободно-поршневым генератором газа и его динамика.

Приводится описание конструкции и особенности расчета топливной аппаратуры для установок со свободно-поршневыми генераторами газов.

В книге рассматриваются также методы расчета и построение характеристик работы генераторов газа со свободно движущимися поршнями и расчет газовой турбины комбинированного двигателя.

Книга предназначена для инженеров, занимающихся вопросами совершенствования двигателей внутреннего сгорания, и может быть полезна студентам машиностроительных институтов.

Рецензент канд. техн. наук Н. В. Пульманов

Редактор инж. А. С. Близнянский

*Редакция литературы общетехнической и по транспортному машиностроению
Зав. редакцией инж. К. А. ПОНОМАРЕВА*

*Посвящается памяти
Заслуженного деятеля науки и техники,
доктора технических наук, профессора
Алексея Несторовича Шелеста*

АВТОР

ГЛАВА I

КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время вряд ли можно переоценить значение комбинированных двигателей. Современное машиностроение требует создания малогабаритных и высококачественных двигателей. Этим требованиям отвечают транспортные комбинированные двигатели, габариты которых лишь немного больше габаритов газотурбинных двигателей с постоянным давлением сгорания, а расход топлива значительно меньше. У современных комбинированных двигателей к. п. д. достигает 40—42%, т. е. значительно выше, чем у других двигателей. В табл. 1 приводятся данные по расходу топлива и по весу установки, отнесенному к 1 л. с. мощности, позволяющие сравнить различные энергетические установки.

Таблица 1

Основные характеристики силовых судовых
установок

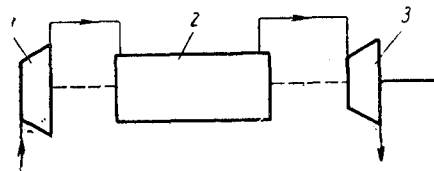
Установка	Удельный вес в кг/л.с.	Удельный расход топлива в г/л.с.ч.
Паротурбинная на жидком топливе	130	290
Судовой двухтактный дизель; $N_e = 3000 \div 8000$ л. с.	60	170
Газовая турбина с постоянным давлени- ем сгорания; $N_e = 4000 \div 8000$ л. с.	14,5	290
Комбинированный двигатель; $N_e = 1000 \div 2000$ л. с.	12,5	175

В табл. 1 приведены примерные данные для силовых установок одного назначения. Для специальных целей установки могут быть выполнены более легкими, но соотношение между их весовыми характеристиками сохраняются. Современное со-

стояние техники позволяет создать в ближайшее время комбинированные двигатели, расход топлива в которых будет 150 г на каждую лошадиную силу, снимаемую с вала турбины.

Особенно широкое распространение получили комбинированные двигатели в различных транспортных установках. В настоящее время они с успехом применяются на тепловозах, автомобилях, теплоходах и в авиации.

Комбинированный двигатель работает по следующей схеме (фиг. 1): компрессор 1 приводится во вращение поршневым двигателем 2; энергия выпускных газов используется в расширительной машине 3. Компрессор для комбинированного двигателя



Фиг. 1. Схема комбинированного двигателя:

1 — компрессор; 2 — двигатель; 3 — расширительная машина.

может быть использован любого типа: центробежный, осевой или поршневой. Точно также расширительная машина может быть поршневого или турбинного типа. Двигатель 2 работает по четырехтактному, либо по двухтактному процессу. В последнем случае давление выпускных газов несколько меньше давления воздуха после компрессора.

Таким образом, любой комбинированный двигатель характеризуется наличием трех основных элементов: компрессора, поршневого двигателя и расширительной машины. В случае применения в качестве расширительной машины газовой турбины комбинированный двигатель часто называется турбопоршневым. Кинематическая связь всех трех элементов, образующих комбинированный двигатель, может быть различная.

Исторически комбинированные двигатели были впервые предложены для тепловозов в начале текущего столетия. Применение комбинированного двигателя для транспортных установок решает ряд специфических вопросов. Рассмотрим эти вопросы применительно к тепловозам.

Современные тепловозы представляют собой соединение в одном локомотиве двигателя внутреннего сгорания с передачей, так как непосредственное соединение двигателя с колесами тепловоза невозможно по двум причинам:

- 1) необходимость пуска двигателя без нагрузки;
- 2) плохая тяговая характеристика дизеля.

Первое положение очевидно и не требует пояснений.

Второе положение необходимо разъяснить. Мощность локомотива N в л. с., скорость его движений V в км/час и сила тяги F в кг связаны между собой формулой

$$N = \frac{VF}{270} \text{ л. с.}$$

У идеального локомотива мощность силовой установки должна быть постоянна при любой скорости движения, так как любая машина только при нормальной нагрузке работает с максимальным к. п. д., а себестоимость перевозок получается минимальной при использовании нормальной мощности локомотива при всех скоростях движения. При постоянной мощности зависимость силы тяги (а следовательно и крутящего момента) от скорости движения локомотива выражается равнобокой гиперболой. Такую тяговую характеристику должен иметь идеальный локомотив на железнодорожном транспорте.

Дизель, устанавливаемый на тепловозах, имеет крутящий момент, почти не изменяющийся в зависимости от числа оборотов вала, т. е. тяговая характеристика дизеля представляется прямой, параллельной оси скорости. Для получения нужного гиперболического характера тяговой характеристики между валом дизеля и колесами тепловоза устанавливается специальная передача.

В настоящее время существуют следующие передачи: механическая, гидравлическая и электрическая. Введение любой из этих передач ухудшает к. п. д. локомотива.

Например, тепловоз ТЭ-3 с электрической передачей имеет мощность двигателей 4000 л. с. Наличие электрической передачи, к. п. д. которой составляет около 80%, приводит к потерям мощности около 800 л. с. Дополнительно на вспомогательные нужды расходуется около 200 л. с. В результате всех потерь до колес тепловоза доходит мощность около 3000 л. с. Потери мощности получаются и с другими типами передач. Любая передача ухудшает к. п. д. первичного двигателя η_d . С учетом к. п. д. передачи η_n к. п. д. локомотива

$$\eta_{\text{л}} = \eta_d \cdot \eta_n.$$

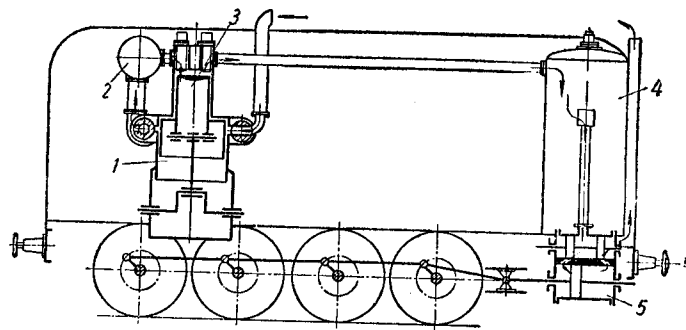
Кроме того, применение передачи любого типа удорожает стоимость тепловоза. Если эта стоимость слишком высока по сравнению со стоимостью другого локомотива такой же мощности, то все сбережения по топливу могут быть поглощены расходами на амортизацию.

Подсчет стоимости эксплуатации современного паровоза и тепловоза с двигателем внутреннего сгорания показывает, что тепловоз выгоднее паровоза, если он расходует в три-четыре раза меньше условного топлива, и стоимость его при налаженном производстве не будет превышать двойной стоимости соответствующего по мощности паровоза [32]. Современные тепловозы с электрической передачей в два с лишним раза дороже паровоза той же мощности.

Возникает вопрос: нельзя ли упразднить передачу?

В результате упорной многолетней работы русским инженерам удалось создать тепловоз без передачи, в котором энергия

первичного генератора сжатых газов передается к рабочей машине, приводящей в движение колеса локомотива [6]. Экономичность тепловозов с механическими генераторами сжатых газов оказалась значительно выше экономичности других локомоти-



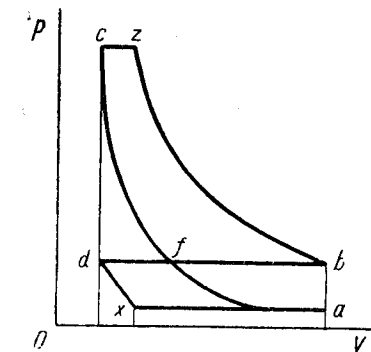
Фиг. 2. Тепловоз системы проф. А. Н. Шелеста с четырехтактным механическим генератором сжатых газов:
1 — компрессор; 2 — ресивер сжатого воздуха; 3 — цилиндр сгорания; 4 — ресивер для газа; 5 — расширительная машина.

вов. При этом стоимость изготовления такого тепловоза снижается до стоимости эквивалентного паровоза из-за отсутствия дорогостоящей электрической передачи.

Схема тепловоза с четырехтактным генератором газов показана на фиг. 2. Воздух, сжатый в зарядном компрессоре 1 до

нескольких атмосфер, переходит в ресивер 2, откуда в период впуска поступает через впускные клапаны в цилиндр сгорания 3 и заполняет весь полезный объем его, примерно как показывает линия xa индикаторной диаграммы (фиг. 3) цилиндра сгорания [24].

В нижней мертвой точке a хода поршня цилиндр сгорания разобщается с ресивером. При обратном ходе поршня к верхней мертвой точке происходит сжатие воздуха по линии ac . Около верхней мертвой точки c происходит подача топлива, которое сгорает по линии cz . С точки z начинается расширение газов по линии zb . В точке b происходит открытие выпускного клапана и газы вытекают по линии bd в газовый резервуар. У точки d выпускной клапан закрывается. Оставшиеся в пространстве сжатия газы расширяются по линии dx до давления сжатого воздуха после зарядного компрессора. В точке x открывается



Фиг. 3. Индикаторная диаграмма цилиндра сгорания четырехтактного механического генератора газов.

впускной клапан и снова устанавливается сообщение цилиндра сгорания с воздушным ресивером. Воздух заполняет весь полезный объем цилиндра сгорания по линии xa .

С точки a начинается вновь описанный выше цикл совместной работы цилиндра сгорания с компрессором.

Избыточная площадь индикаторной диаграммы цилиндра сгорания расходуется на компрессор, потери на трение и привод вспомогательных агрегатов самого механического генератора газов.

В схеме тепловоза на фиг. 2 сжатые газы поступают в газовый ресивер 4, откуда в поршневую расширительную машину 5. Тяговая характеристика такого тепловоза соответствует тяговой характеристике паровоза, т. е. близка к равнобокой гиперболе.

Поясним это положение.

В комбинированном двигателе тепловоза поршневая расширительная машина отделена от механического генератора сжатых газов. При работе генератора с максимальной производительностью газа он уподобляется котлу паровоза при максимальном форсировании.

Работа реальной поршневой расширительной машины определяется:

- 1) периодичностью наполнения машины свежим рабочим телом и периодичностью выпуска из нее отработавшего газа;
- 2) возможностью изменять количество газа, подаваемого за цикл в машину, путем изменения отсечки при наполнении газом рабочего цилиндра машины;
- 3) наличием вредного объема в машине;
- 4) теплообменом между стенками машины и газом.

Рабочий цикл реальной расширительной машины определяется ее индикаторной диаграммой. Каждой индикаторной диаграмме соответствует вполне определенное тяговое усилие тепловоза.

Для построения тяговой характеристики тепловоза при постоянной производительности генератора сжатых газов поступают следующим образом. В координатах расход — скорость проводим линию, определяющую производительность генератора. На фиг. 4 эта линия изображается прямой, параллельной оси абсцисс, так как производительность генератора не зависит от скорости движения локомотива. На том же чертеже проводятся линии расхода газа поршневой расширительной машиной. При постоянной отсечке эти линии изображаются прямыми линиями, проходящими через начало координат.

При этом чем больше отсечка, тем круче идут линии расхода газа поршневой расширительной машины. При малых отсечках (линия OB_0 на фиг. 4) в цилиндр расширительной машины попадает меньшее количество газа за один ход поршня, что приводит к уменьшению площади индикаторной диаграммы и к

уменьшению силы тяги локомотива. Таким образом, для каждой отсечки может быть построена индикаторная диаграмма расширительной машины и определена соответствующая сила тяги.

Пересечение линии производительности генератора с пучком характеристик расхода газа машиной при разных отсечках определяет те скорости, при которых будет равновесие между расходом газа машиной и постоянным притоком газа, определяемым производительностью генератора. На фиг. 4 эти точки обозначены буквами B_1, B_2, \dots . Проектируя эти точки на соответствующие линии постоянной силы тяги, получим кривую A_1, A_2, \dots, A_6 , изображающую зависимость между силой тяги и скоростью локомотива. Эта кривая гиперболического типа будет изображать идеальную тяговую характеристику тепловоза с механическим генератором сжатых газов и поршневой расширительной машиной.

При построении тяговой характеристики поршневой машины не учитывалось влияние гидравлических сопротивлений при перетекании газа от генератора к расширительной машине и в самой расширительной машине. Более точно тяговую характеристику тепловоза с поршневой расширительной машиной можно построить, пользуясь соответствующими работами [10].

Однако к. п. д. комбинированного двигателя может быть выше, чем у современных дизелей. На фиг. 5 показан тепловой баланс современного дизеля [45]. Рассмотрение теплового баланса показывает, что из тепла q топлива, принятого за 100%, только 40% превращается в полезную работу на валу дизеля и около 40% теряется с выпускными газами. Остальные потери приходится на охлаждение двигателя водой, лучеиспускание в окружающую среду и другие. Таким образом, эффективная работа и тепло выпускных газов составляют примерно 80% в тепловом балансе дизеля.

В тепловозе с комбинированным двигателем тепло выпускных газов используется в расширительной машине, которая может быть выполнена в виде поршневой или лопаточной машины, а мощность двигателя тратится на сжатие воздуха, необходимого для зарядки цилиндра сгорания механического генератора сжатых газов. Сжатый воздух или газ при расширении его возвращает в идеальном случае столько же работы, сколько потребовалось для сжатия его.

Поэтому к. п. д. тепловоза с механическим генератором сжатых газов может быть больше к. п. д. современных дизелей.

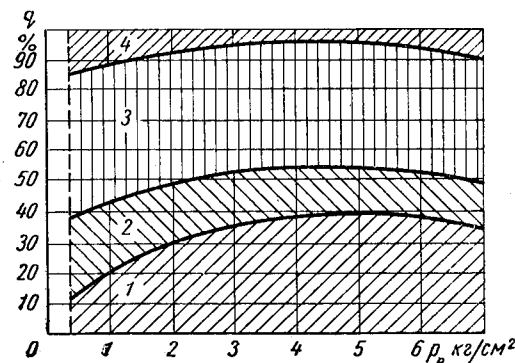
Практически при сжатии воздуха затрачивается больше работы, а при расширении получается меньше работы, чем в идеальном случае.

Следовательно, мощность цилиндра сгорания, сжимающего воздух, превращается в мощность на валу расширительной машины, но она будет уменьшена на величину к. п. д. компрессора и к. п. д. расширительной машины. Кроме мощности цилиндра сгорания, перешедшей с помощью сжатых газов в расширительную машину, в последней используется тепло выпускных газов. Поэтому экономичность всей установки с учетом всех потерь может быть выше современных дизелей. К. п. д. подобных силовых установок в настоящее время доходит до 40% и может быть повышен путем увеличения к. п. д. отдельных агрегатов установки: компрессора, цилиндра сгорания и расширительной машины.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК

На фиг. 6 изображены индикаторные диаграммы компрессора, двигателя и расширительной машины, образующих комбинированный двигатель.

Воздух в компрессор засасывается из атмосферы и сжимается по линии 1—2 до давления p_k . Сжатый воздух выталкивается из компрессора по линии 2—3 и подается к ресиверу перед цилиндром двигателя. Из ресивера сжатый воздух попадает в цилиндр двигателя в момент открытия органов распределения. Оставшийся в мертвом пространстве компрессора воздух расширяется по линии 3—4. В точке 4 открывается впускной клапан компрессора и цилиндр компрессора наполняется свежим

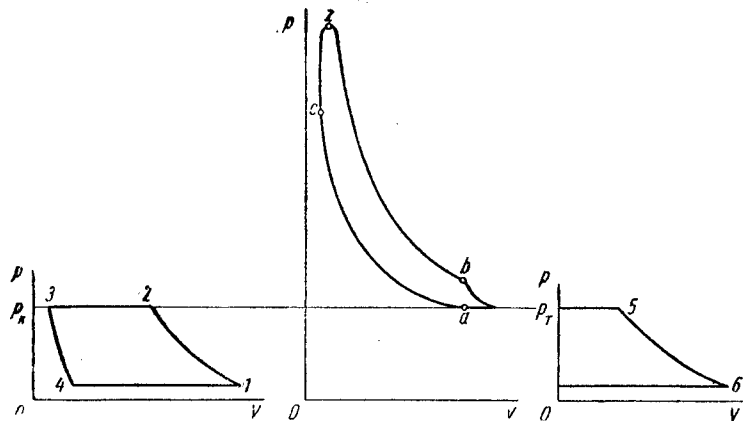


Фиг. 5. Тепловой баланс современного дизеля:

1 — эффективная работа; 2 — тепло с охлаждающей водой; 3 — тепло отходящих газов; 4 — потери тепла за счет недогорания топлива, лучеиспускания.

воздухом по линии 4—1, после чего процесс в компрессоре повторяется. Площадь 1—2—3—4 определяет индикаторную работу компрессора.

В цилиндре двигателя после закрытия органов распределения воздух дополнительно сжимается по линии ac . В точке c в цилиндр вводится топливо, которое воспламеняется от горячего воздуха и горит до точки z конца видимого сгорания. Затем продукты сгорания расширяются по линии zb . В точке b открываются выпускные клапаны или окна, давление в цилиндре быстро падает, а продукты сгорания уходят к расширительной машине.

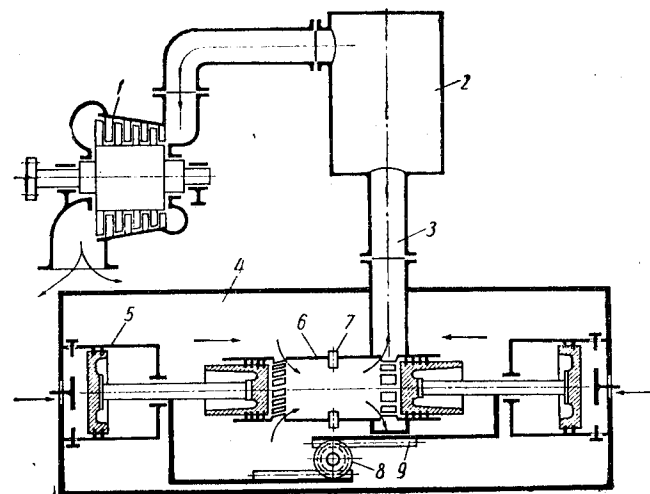


Фиг. 6. Индикаторные диаграммы комбинированного двигателя.

При открытии впускных окон избыток продувочного воздуха устремляется через выпускные окна к расширительной машине. Происходит перемешивание продуктов сгорания с избытком продувочного воздуха. На фиг. 6 показана диаграмма расширения газа в турбине по линии 5—6 до атмосферного давления. Если нет гидравлических потерь при перетекании воздуха от компрессора к двигателю и от двигателя к турбине, давление газов перед турбиной равно давлению сжатого воздуха после компрессора. Практически давление газов перед турбиной всегда меньше давления воздуха после компрессора из-за наличия различных сопротивлений.

Работа комбинированного двигателя зависит от соотношения индикаторных диаграмм отдельных элементов установки. При небольшом давлении сжатого воздуха после компрессора работа сжатия в компрессоре будет меньше площади индикаторной диаграммы в двигателе. Избыток работы двигателя может быть использован для получения эффективной работы на валу двигателя. Дополнительная работа создается газовой турбиной, утилизирующей выпускные газы. Такая установка образует двигатель с высоким наддувом.

При увеличении давления конца сжатия воздуха в компрессоре работа, необходимая для приведения в действие компрессора, возрастает. При определенном давлении сжатого воздуха наступит равенство работ компрессора и двигателя. В этом случае эффективная мощность на валу двигателя станет равной нулю, и компрессор с двигателем образует механический генератор сжатых газов, которые используются в расширительной машине.



Фиг. 7. Схема турбопоршневого двигателя со свободно движущимися поршнями.

1 — газовая турбина; 2 — газовый ресивер; 3 — трубопровод; 4 — воздушный ресивер; 5 — поршневой компрессор; 6 — двухтактная камера сгорания; 7 — топливная форсунка; 8 — зубчатое колесо; 9 — рейка.

При еще большем увеличении давления сжатого воздуха после компрессора работа двигателя становится меньше работы компрессора. Для приведения во вращение компрессора в этом случае приходится заимствовать часть мощности у расширительной машины. Такой режим работы комбинированного двигателя возможен, но не представляет практического интереса из-за уменьшения к. п. д. установки по сравнению с двумя предыдущими случаями.

Механические генераторы сжатых газов могут быть разделены по роду работы камеры сгорания на четырехтактные и двухтактные. Связь компрессора с цилиндром сгорания осуществляется в этих машинах при помощи коленчатого вала.

В последнее время широкое распространение получили двухтактные механические генераторы газов со свободно движущимися поршнями. Схема такого генератора представлена на фиг. 7. Безвальный механический генератор газов состоит из камеры сгорания 6, работающей по двухтактному циклу. В ци-

цилиндре сгорания симметрично движутся два поршня, непосредственно соединенные с поршнями компрессора 5. Синхронизация движения правого и левого поршней обеспечивается зубчатым колесом 8 и рейками 9. При рабочем ходе поршней происходят следующие процессы. В тот момент, когда поршни находятся у в. м. т., в камеру сгорания подается топливо через форсунку 7. При сгорании топлива повышается давление газов в камере сгорания и поршни расходятся. В это время воздух из компрессоров 5 нагнетается в воздушный ресивер 4. В конце хода расширения газов в цилиндре сгорания поршни открывают впускные и выпускные окна. Горячие газы из цилиндра сгорания устремляются в газовый ресивер 2 и оттуда к газовой турбине 1. Одновременно с этим сжатый воздух из воздушного ресивера 4, пройдя впускные окна, наполняет цилиндр сгорания. Избыток продувочного воздуха уходит через выпускные окна по трубопроводу 3 в газовый ресивер к турбине. В н. м. т. поршни останавливаются. На этом заканчивается рабочий или прямой ход поршней.

Обратный ход поршней происходит под действием сжатого воздуха, находящегося в мертвых пространствах цилиндров компрессора. При движении поршней к в. м. т. закрываются окна камеры сгорания и происходит сжатие воздуха. Воздух в цилиндрах компрессора при этом расширяется. При падении давления воздуха в этих полостях до атмосферного открываются впускные клапаны компрессоров. Цилиндры компрессоров наполняются свежим воздухом. Затем в цилиндр сгорания вновь подается топливо и цикл повторяется.

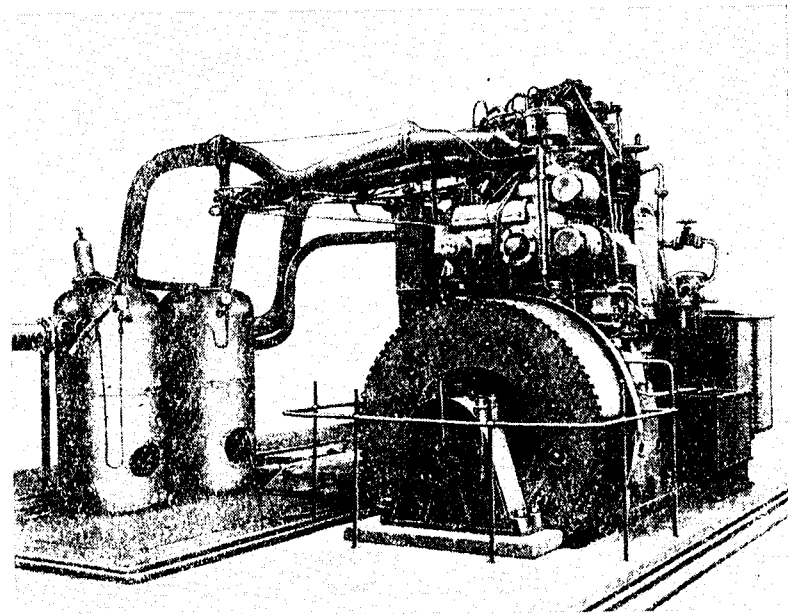
Для улучшения работы компрессора в генераторах газа со свободно движущимися поршнями стали применять специальные буферные цилиндры. Назначение буферных цилиндров — аккумулялировать энергию при прямом ходе поршней и отдавать ее при обратном. При прямом ходе поршни сжимают в буферных цилиндрах воздух. Обратный ход поршней происходит под действием воздуха, расширяющегося в буферных цилиндрах.

Комбинированные двигатели с механическими генераторами газов представляют газовую турбину взрывного сгорания, отличающуюся от современных газовых турбин непрерывного сгорания топлива при постоянном давлении наличием камеры сгорания, в которой происходит периодическое сгорание топлива. Большим преимуществом комбинированных двигателей по сравнению с газовыми турбинами постоянного давления сгорания является возможность получения высокого к. п. д. установки при сравнительно низких температурах газа перед турбиной. Благодаря реализации в цилиндре сгорания очень высоких давлений недопустимых в настоящее время для газовых турбин с постоянным давлением сгорания, комбинированные двигатели имеют к. п. д. примерно в два раза выше, чем у современных газотурбинных установок.

§ 3. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗОВ

В январе 1922 г. Совет Труда и Оборона решил заказать три первых мощных тепловоза: один с электрической передачей, один с механической передачей и один по системе профессора А. Н. Шелеста [29].

Тепловоз системы А. Н. Шелеста был заказан в Англии заводу Армстронг — Витворт и К° в Нью-Кастле на Тайне 11 ок-



Фиг. 8. Генератор газов системы проф. А. Н. Шелеста на заводском стенде в Англии.

тября 1923 г. С согласия администрации завода предварительно было решено построить экспериментальный четырехтактный генератор в натуральную величину, но состоящий из одного цилиндра сгорания и зарядного компрессора. В феврале 1926 г. генератор газов был пущен в ход и начал генерировать газ при давлении 9 *ата*. Температура выпускных газов была около 400° С, давление воздуха после компрессора составляло 3,5 *ата*. На фиг. 8 показан общий вид механического генератора газов на заводском стенде. В 1927 г. генератор был привезен в Москву и установлен в Тепловозной лаборатории МВТУ [31].

На фиг. 9 показаны продольный и поперечный разрезы механического генератора газов системы профессора А. Н. Шелеста. Цилиндр сгорания является продолжением цилиндра зарядного компрессора. Поршень генератора двухступенчатый. Нижняя

часть служит для зарядного компрессора, верхняя — для цилиндра сгорания. Диаметр цилиндра сгорания 380 мм, диаметр цилиндра компрессора 630 мм, ход поршня 450 мм. На общем коленчатом валу расположен дополнительный двухступенчатый воздушный компрессор, служащий для распыливания топлива. Показанный на фиг. 9 вспомогательный компрессор спроектирован для шестицилиндрового генератора газов, обеспечивающего расширительную машину мощностью 1000 л. с. Воздух во вторую ступень вспомогательного компрессора засасывается из ресивера зарядного компрессора через холодильник первой ступени. Сжатый воздух из вспомогательного компрессора второй ступени поступает в третью ступень через холодильник второй ступени. Из третьей ступени компрессора сжатый воздух подается в баллоны, откуда расходуется для распыливания топлива и для запуска генератора.

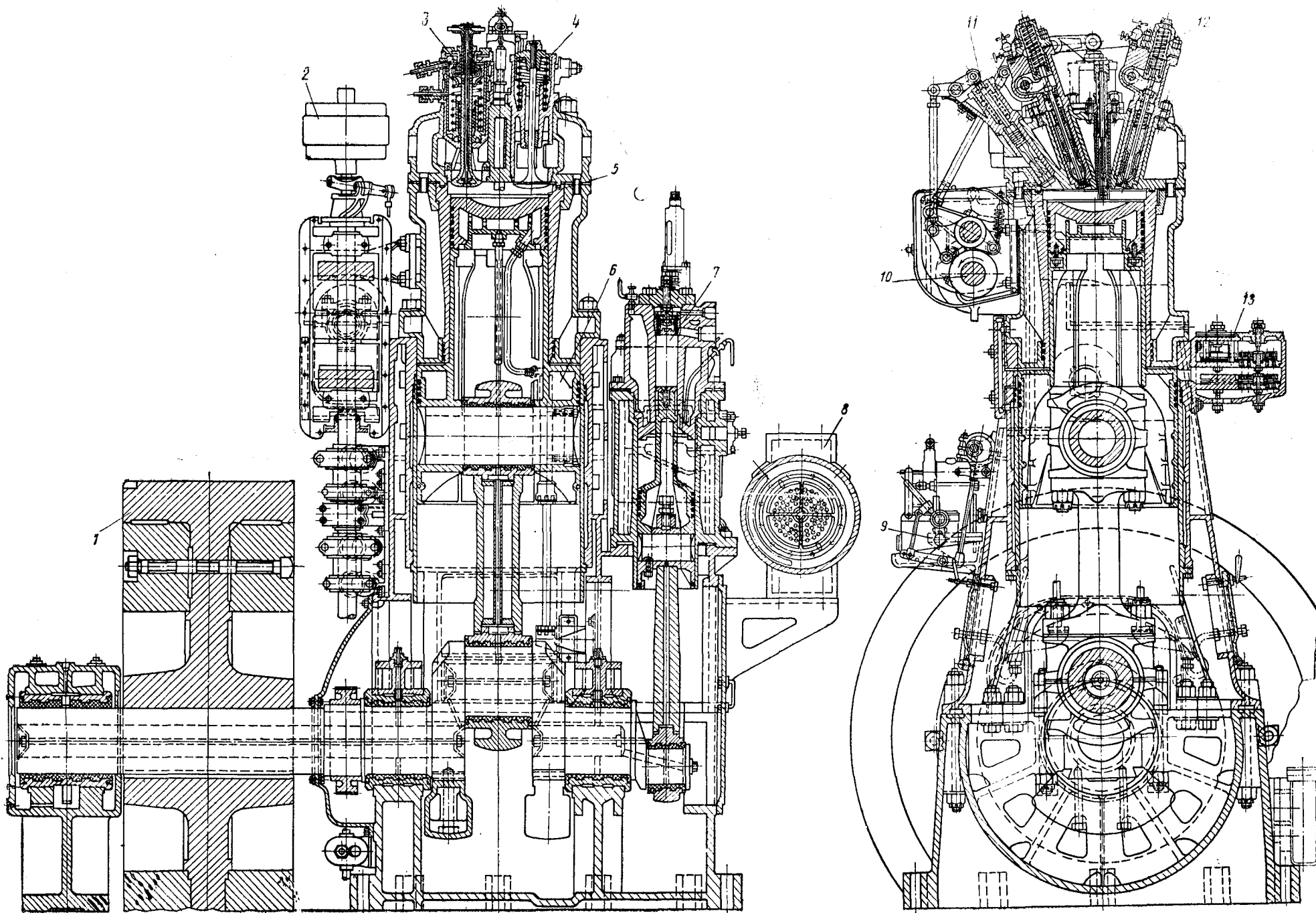
Клапаны генератора газов расположены на крышке цилиндра сгорания, где находятся впускной, выпускной, пусковой, предохранительный клапаны и форсунка для распыливания топлива.

По своей конструкции впускной, пусковой и предохранительный клапаны никаких особенностей, по сравнению с обычно применяемыми на дизелях, не имеют.

Выпускной клапан на фиг. 9 имеет для уплотнения металлическую набивку и, кроме того, снабжен уравнивающим поршеньком. Назначение последнего — разгрузить клапан от давления газа при открывании его. Пространство между сальником и поршеньком клапана сообщено посредством трубки с цилиндром сгорания. Трубка проходит через головку цилиндра сгорания, как это видно из поперечного разреза генератора. Таким образом, сила давления газов на клапан будет уравновешена.

На фиг. 10 показан чертеж выпускного клапана с разгружающим поршеньком, выполненный на основании опыта, накопленного при испытании генератора газов.

Клапан 1 имеет разгрузочный поршень 3, полость над которым сообщается при помощи трубки 8 с цилиндром сгорания генератора. Стенки корпуса клапана охлаждаются водой, поступающей через штуцер 7 во внутреннюю полость корпуса 2 клапана. Вода отводится из корпуса через отверстие 10. Охлаждение клапана осуществляется маслом через внутреннюю полость в штоке. Для создания интенсивного потока масла во внутренней полости штока вставлена трубка. Масло, поступающее к отверстию 5 в штоке, проходит по центральной трубке к тарелке клапана. Далее масло поступает в кольцевой канал между стенкой штока и трубкой. Около разгрузочного поршня кольцевой канал заглушен, а для прохода масла сделаны отверстия в штоке клапана. Масло через эти отверстия проходит к внутренней полости разгрузочного поршенька, которая

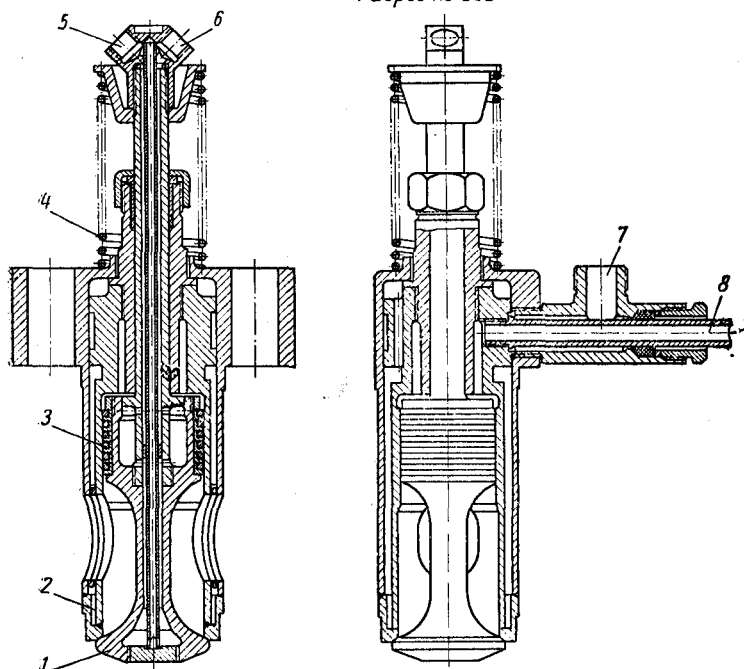


Фиг. 9. Продольный и поперечный разрезы механического генератора газовой системы
проф. А. Н. Шелеста:

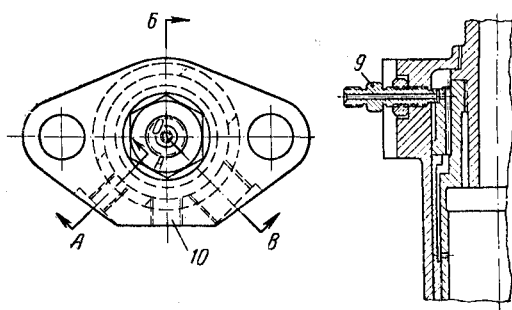
1 — маховик; 2 — регулятор; 3 — выпускной клапан; 4 — впускной клапан; 5 — цилиндр сгорания; 6 — компрессор; 7 — компрессор вспомогательный; 8 — холодильник; 9 — масляный насос; 10 — распределительный вал; 11 — пусковой клапан; 12 — форсунка; 13 — клапан компрессора.

герметически закрыта. От разгрузочного поршенька масло проходит по верхней части кольцевого канала штока и удаляется

Разрез по БОВ



Разрез по АА

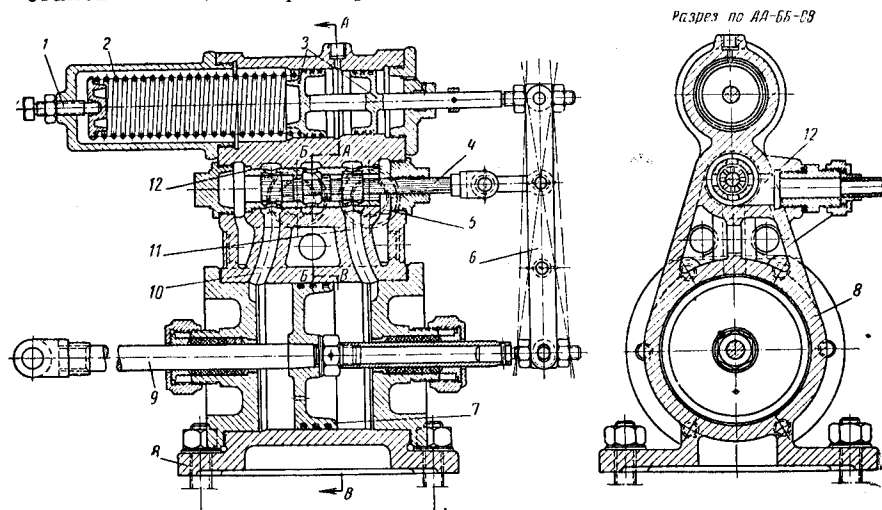


Фиг. 10. Усовершенствованный выпускной клапан:

1 — тарелка клапана; 2 — корпус клапана; 3 — разгрузочный поршень; 4 — пружина клапана; 5 — отверстие для подвода масла; 6 — отверстие для отвода масла; 7 — штуцер для подвода воды; 8 — трубка; 9 — подвод смазки; 10 — отверстие для отвода воды.

из клапана через отверстие 6. Для обеспечения хорошей смазки уплотняющих колец разгрузочного клапана по трубопроводу 9 подводится масло, которое через отверстия в корпусе клапана поступает к цилиндру разгрузочного поршенька.

Наибольшие трудности при доводке механического генератора сжатых газов встретились с зажиганием жидкого топлива при пуске в ход. Несмотря на то, что давление и температура воздуха в конце сжатия в генераторе значительно выше, чем в обычном дизеле, все же воспламенение топлива при пуске в ход не наступало вследствие охлаждения воздуха при перетекании по ресиверу и трубопроводу. Этот вопрос был решен постановкой в цилиндр сгорания специальной электрической спи-



Фиг. 11. Регулятор генератора газов:

1 — винт для регулировки; 2 — пружина; 3 — дифференциальный поршень; 4 — золотник; 5 — отводящий канал; 6 — рычаг; 7 — поршень сервомотора; 8 — цилиндр сервомотора; 9 — шток; 10 и 11 — каналы; 12 — напорная линия.

рали, осуществлявшей бесперебойное зажигание топлива при пуске [30].

Изменение производительности генератора газа достигается автоматическим изменением числа оборотов коленчатого вала при помощи регулятора.

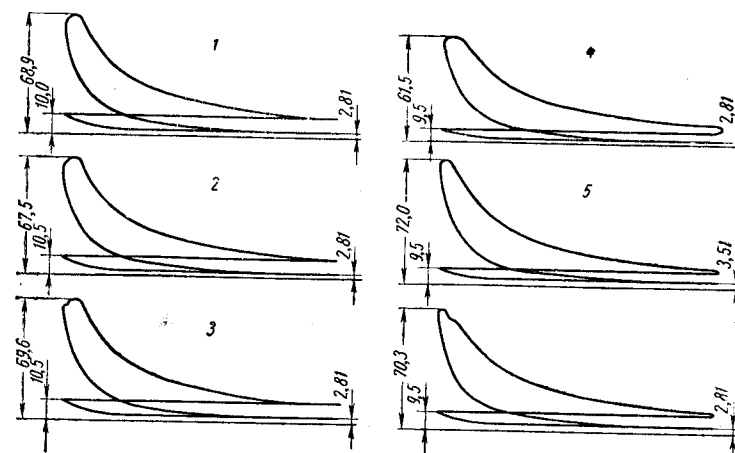
Один из возможных регуляторов показан на фиг. 11. Он состоит из двух дифференциальных поршеньков 3, нагруженных пружиной 2. Пространство между поршеньками соединяется с газовым ресивером перед расширительной машиной. Нижняя часть регулятора представляет собой обыкновенный сервомотор, применяемый в больших дизелях и в паровых турбинах.

При нормальном давлении в газовом ресивере перед расширительной машиной и при максимальном расходе газа дифференциальные поршеньки 3 занимают правое положение. В это время генератор газов работает с расчетной подачей топлива.

Если расход газа уменьшится, давление газов в ресивере перед расширительной машиной возрастет. Тогда газы, действуя на разность площадей дифференциальных поршеньков 3,

преодолевают давление пружины 2 и передвигают поршеньки влево. Последний своим штоком при помощи рычага 6 переставляет золотник 4 сервомотора. Благодаря этому устанавливается сообщение масляной напорной линии 12 через канал 10 с левым пространством цилиндра 8 сервомотора и одновременно устанавливается сообщение правого пространства сервомотора через канал 11 с отводящим масло каналом 5.

Поршень 7 сервомотора передвигается вправо до тех пор, пока золотник 4 не примет показанное на фиг. 11 положение.



Фиг. 12. Индикаторные диаграммы четырехтактного цилиндра сгорания при разном числе оборотов:

1—4 — 150 об/мин; 5 — 210 об/мин; 6 — 185 об/мин.

Тогда по обе стороны поршня 7 устанавливается одинаковое давление и его перемещение прекращается. Поршень сервомотора своим штоком 9 при помощи рычагов воздействует на органы подачи топлива, уменьшая ее. Энергия цилиндра сгорания механического генератора газов также уменьшается, сопротивление же (работа компрессора и выталкивание газов) остаются постоянными. Вследствие этого обороты генератора уменьшаются и, следовательно, уменьшается количество газов, подаваемых в ресивер перед расширительной машиной. Давление в ресивере понижается. Тогда под давление пружины 2 дифференциальные поршеньки передвигаются вправо и перемещают поршень 7 сервомотора влево. Этому движению соответствует увеличение подачи топлива в генератор газов, благодаря чему увеличивается число оборотов коленчатого вала.

Из сказанного ясно, что число оборотов генератора зависит от расхода газа рабочей расширительной машиной и от установленного в газовом ресивере давления, которое регулятор автоматически поддерживает постоянным. Величина давления регулируется при помощи пружины 2 и установочного винта 1.

Если установить предохранительный клапан на газовый ресивер, который бы выпускал газ при давлении выше известного предела, то можно генератор не останавливать при кратковременном сбросе нагрузки на валу расширительной машины. Это значительно облегчит уход за машиной.

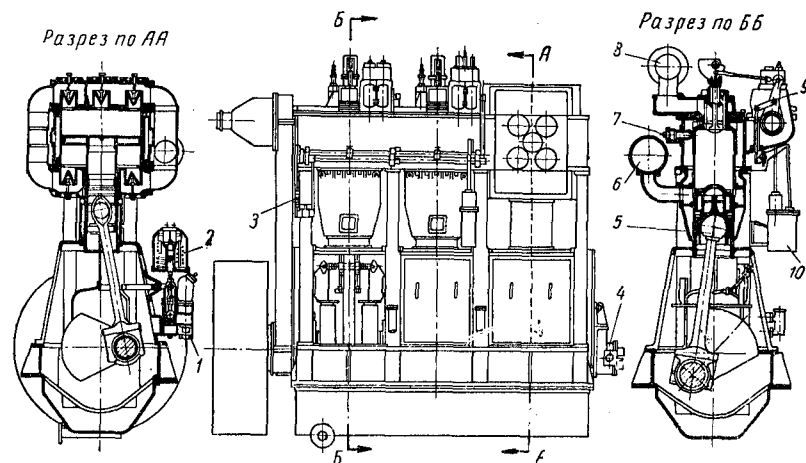
Наибольшее число оборотов вала генератора 350 в минуту, наименьшее — 40, т. е. подача газа уменьшается до $\frac{1}{9}$ от максимальной. На фиг. 12 показаны индикаторные диаграммы цилиндра сгорания, полученные при испытании генератора газов.

Давление в кг/см^2

начала сжатия	2,81—3,51
генерированных газов	9,5—10,5
к. п. д. генератора в %	около 26

§ 4. ДВУХТАКТНЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗОВ

Практическое применение двухтактного генератора газов было осуществлено в 1933 г. заводом Гётаверкен в Готтенбурге (Швеция), когда завод построил мотовоз с двухтактным механическим генератором газов.



Фиг. 13. Общий вид двухтактного генератора газов:

1 — водяной насос; 2 — пусковой компрессор; 3 — счетчик числа оборотов; 4 — масляный насос; 5 — шаровой палец; 6 — продувочный ресивер; 7 — клапан для пускового воздуха; 8 — выпускной трубопровод к расширительной машине; 9 — привод Клуга; 10 — регулятор хода поршня.

Силовая установка мотовоза состояла из цилиндров сгорания и компрессора с общим коленчатым валом. Работа двухтактных цилиндров сгорания полностью затрачивалась на сжатие воздуха в компрессоре. Вся масса сжатого воздуха пропущалась через впускные окна цилиндра сгорания. Выпускные газы из генератора направлялись в расширительную машину.

Силовая установка, таким образом, разделялась на две части: на генератор газов и рабочую расширительную машину.

Общий вид двухтактного генератора газов показан на фиг. 13. Генератор газов представляет собой одноцилиндровый компрессор двойного действия, приводимый во вращение двумя бескомпрессорными двухтактными цилиндрами сгорания простого действия с тронковым поршнем. Корпус компрессора отлит заодно с двумя цилиндрами сгорания. Вал компрессора соединен с передним концом коленчатого вала двигателя. Весь воздух, подаваемый компрессором, используется для продувки и зарядки двухтактного цилиндра сгорания, куда он подается через впускные окна в стенках цилиндра. Выпуск газа производится при помощи клапана, расположенного в крышке цилиндра сгорания. Таким образом, в цилиндре сгорания осуществляется прямоточная клапанно-щелевая продувка.

Газ из генератора направляется в расширительную машину турбинного или поршневого типов.

Номинальное давление генерированных газов составляло 4,2 атм , максимальное давление сгорания в цилиндрах достигало 60 атм . Продукты сгорания расширяются в цилиндрах сгорания до давления, соответствующего давлению сжатого воздуха продувочного компрессора. Для осуществления этого, а также для предотвращения чрезмерного сжатия в цилиндрах сгорания только 40% хода поршня используются на сжатие. При давлении продувочного воздуха ниже 4,2 атм на сжатие используется более 40% хода поршня, благодаря чему получается более высокая температура сжатого воздуха при впрыскивании топлива, необходимая для надежного пуска.

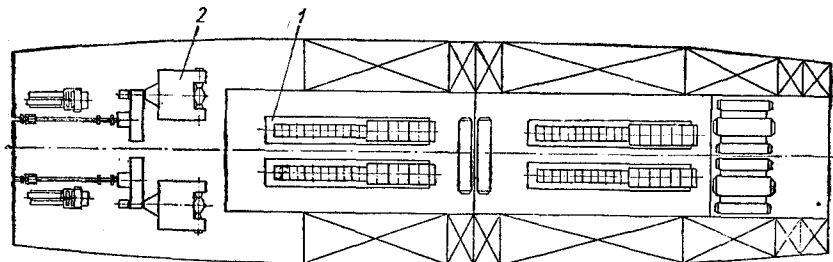
Открытие и закрытие выпускного клапана производится при помощи сжатого воздуха. При пуске, когда давление продувочного воздуха составляет около 0,5 атм , сжатие в цилиндре сгорания происходит на протяжении 85% хода поршня. При давлениях от 0,5 до 4,25 атм выпускной клапан закрывается на протяжении от 85 до 40% хода поршня. С наружной стороны генератора находится специальное устройство для управления клапаном эксцентриком Клуга, приводимым в движение от распределительного вала. Смесь из воздуха и продуктов сгорания имеет перед рабочей машиной давление около 4 атм и температуру около 400°С. Эта температура соответствует производительности генератора в 72,5 кг газа на 1 кг топлива. При температуре 500°С давление газов составляет 6,32 кг/см^2 , а производительность генератора 57,8 кг на 1 кг топлива.

Топливные насосы генератора газов расположены сверху цилиндров. Тронковый поршень соединяется с шатуном при помощи шарового пальца. Смазка установки производится при помощи шестеренчатого насоса, приводимого в движение от переднего конца коленчатого вала. На заднем конце коленчатого

вала установлен счетчик числа оборотов. Водяной насос для охлаждения и компрессор пускового воздуха приводятся от продувочного насоса.

При поршневой расширительной машине управление числом оборотов генератора осуществляется при помощи регулирования подачи топлива в цилиндры сгорания.

Одновременно с локомотивом с поршневой расширительной машиной был построен локомотив с расширительной турбиной, которая представляла одно целое со всей установкой. При этом устранялась необходимость в ресивере для газа, что экономило место на локомотиве. Локомотив был чисто экспериментальным и испытывался на катковой станции. Локомотив типа 1-2-1, при-



Фиг. 14. Силовая установка мощностью 6500 л. с. на минном заградителе:
1 — генератор газа; 2 — турбина.

чем его движущие оси имеют с обеих сторон спарники. Генератор газов с расширительной турбиной расположен поперек рамы локомотива. Привод движущих осей от газовой турбины осуществлен при помощи редуктора.

Для удобства управления локомотивом с обоих концов его имеются посты управления с контроллерами, похожими на контроллеры электровозов. На посту имеется рукоятка для непосредственного управления турбиной, реверс к турбине и кран воздушного тормоза [42].

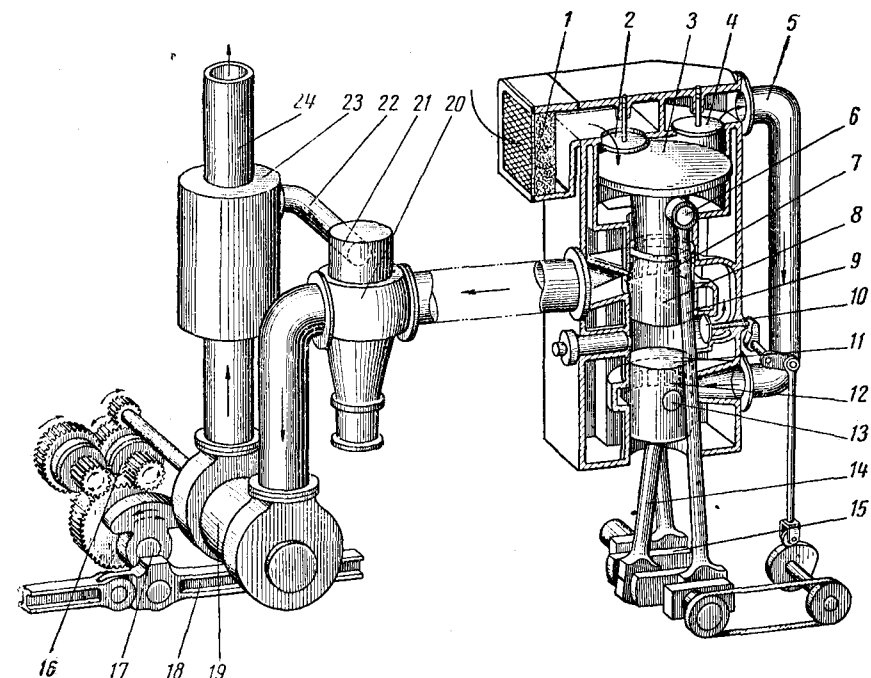
Предварительные испытания, проведенные на заводе Гётаверкен, показали расход топлива машиной около 189 г/л. с. ч. Следовательно, экономический к. п. д. установки $\eta_e = 33,5\%$.

В 1931 г. был построен аналогичный механический генератор газов для буксира мощностью 300 л. с. Цилиндр сгорания имел диаметр 350 мм и ход поршня 520 мм. Поршневая расширительная машина, приводящая в движение винт буксира, имела диаметр цилиндра 500 мм.

При числе оборотов вала 300 в минуту генератор подготавливал газ в количестве, обеспечивающем мощность расширительной машины в 300 л. с. на валу винта. В зависимости от потребности расширительной машины число оборотов вала генератора изменялось от 127 до 300 в минуту.

Как показал опыт, износ стенок цилиндра поршней машины за период почти восьмилетней эксплуатации составил всего 0,2 мм.

В 1935 г. был построен генератор газов для судна «Скагерак» мощностью 1000 л. с. Генератор газов был двухтактный с диаметром цилиндра сгорания 370 мм и ходом поршня 480 мм.

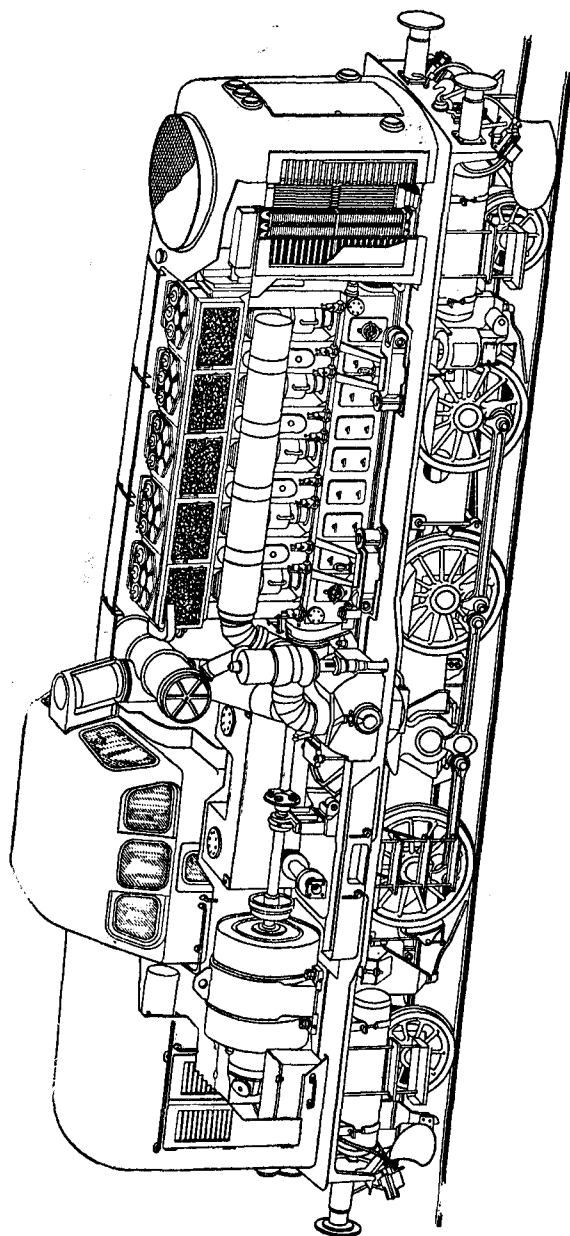


Фиг. 15. Схема комбинированного двигателя на тепловозе фирмы Гётаверкен:

1 — воздушный фильтр; 2 — выпускной клапан; 3 — поршень компрессора; 4 — нагнетательный клапан; 5 — труба продувочного воздуха; 6 — валик крейцкопфа; 7 — выпускные окна; 8 — верхний поршень; 9 — боковой шатун; 10 — клапан регулировки сжатия; 11 — нижний поршень; 12 — продувочные окна; 13 — поршневой налсц; 14 — внутренний шатун; 15 — коленчатый вал; 16 — фрикционная муфта; 17 — тяговый вал; 18 — сцепные дышла; 19 — турбина; 20 — главный вентиль турбины; 21 — перепускной (продувочный) клапан; 22 — труба перепуска газа; 23 — глушитель; 24 — выпускная труба.

Число оборотов вала генератора номинально 300 в минуту. Поршневая расширительная машина трехцилиндровая с диаметром цилиндра 600 мм и ходом поршня 720 мм, с номинальным числом оборотов 141 в минуту. Расход топлива составлял 185 г/л. с. ч. Экономический к. п. д. был равен 34,2%.

В 1939 г. был спроектирован механический генератор газов для замены паровой турбинной установки на минном заградителе мощностью 6500 л. с. (фиг. 14). Установка состоит из четырех шестицилиндровых генераторов 1 с диаметром цилиндра сгорания 370 мм и ходом поршня 480 мм. Две турбины 2



Фиг. 16. Общий вид тепловоза с двухтактным механическим генератором газов.

связаны со своими гребными валами посредством одноступенчатого редуктора [43].

В 1955 г. на шведских государственных железных дорогах были проведены приемные испытания силового оборудования нового тепловоза с механическим генератором сжатых газов. После завершения стендовых испытаний локомотив был предназначен для нормальной железнодорожной колеи (1435 мм). Общий вес локомотива 60—63 т. Максимальная нагрузка на ось 13—13,5 т. Тяговое усилие при трогании с места 13 500 кг. Силовая установка изготовлена заводом Гётаверкен. Локомотив типа 1-3-1 строится фирмой Мотала Веркштадт.

Шведский локомотив имеет двухтактный генератор газов с противоположно движущимися поршнями. Поршень компрессора прикреплен к верхнему поршню двигателя (фиг. 15).

Очистка цилиндра двигателя от остаточных газов осуществляется продувкой сжатым воздухом. Смесь продуктов сгорания и продувочного воздуха давлением около 4 кг/см^2 и температурой 515°C приводит в движение газовую турбину, которая через редуктор вращает тяговый вал локомотива.

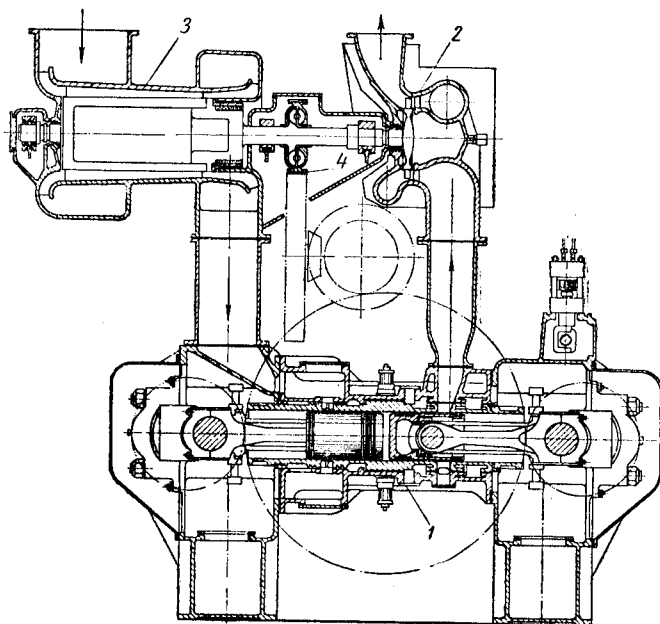
Генератор с расходящимися поршнями имеет пять цилиндров сгорания диаметром 200 мм. При полной нагрузке эта установка развивает до 720 об/мин. Максимальное число оборотов вала газовой турбины 12 500 в минуту. Зубчатый редуктор с фрикционной муфтой с гидравлическим включением уменьшает число оборотов тягового вала до 367 в минуту, что соответствует скорости локомотива 90 км/час. Мощность турбины 1300 л. с. На всех скоростях в интервале от 35 до 70 км/час мощность на ободе колес локомотива составляет около 1000 л. с. Регулирование мощности осуществляется изменением количества подачи топлива в цилиндры сгорания генератора.

На фиг. 16 показан общий вид тепловоза [40].

§ 5. КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ВЫСОКИМ НАДДУВОМ

Желание повысить мощность современных двигателей внутреннего сгорания привело к созданию комбинированных двигателей с высоким наддувом, которые отличаются от механических генераторов газа тем, что мощность установки реализуется с коленчатого вала двигателя. Давление воздуха после нагнетателя в комбинированных двигателях составляет несколько атмосфер. Энергия выпускных газов используется в газовой турбине. Комбинированные двигатели с высоким наддувом по конструкции близко примыкают к механическим генераторам сжатых газов. Комбинированные двигатели могут быть выполнены как четырехтактными, так и двухтактными. Комбинированные двухтактные двигатели выполняются часто с противоположно движущимися поршнями с прямочной щелевой продувкой.

При таком типе продувки двигатель работает с большим числом оборотов без значительного ухудшения процессов очистки и наполнения цилиндра. В двигателях с противоположно движущимися поршнями допускается устройство больших впускных окон, что уменьшает потери давления при продувке. Комбинированный двухтактный двигатель может быть осуществлен и с проточной клапанно-щелевой продувкой.



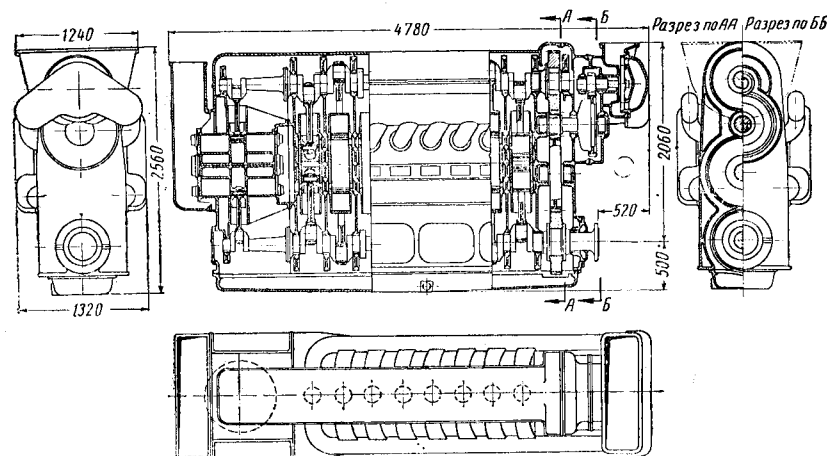
Фиг. 17. Схема двухтактного комбинированного двигателя:
1 — двухтактный двигатель; 2 — газовая турбина; 3 — осевой компрессор;
4 — зубчатая передача.

Нагнетатель в комбинированном двигателе может иметь привод от коленчатого вала или от газовой турбины. Во всех случаях эффективная мощность снимается с коленчатого вала машины.

На фиг. 17 показана схема комбинированного двигателя с противоположно движущимися поршнями. Сжатие воздуха для продувки и наполнения двухтактного цилиндра сгорания осуществляется осевым компрессором, приводимым во вращение от газовой турбины. Газовая турбина и турбокомпрессор связаны зубчатой передачей с коленчатым валом двигателя, вследствие чего при малых нагрузках турбокомпрессор работает за счет мощности, развиваемой самим двигателем. При больших нагрузках мощность турбины превышает мощность компрессора. Избыток мощности турбины через зубчатую передачу передается в этом случае коленчатому валу. Для облегчения условий ра-

боты зубчатой передачи между турбиной и системой зубчатых колес поставлена гидравлическая муфта.

В 1942 г. в печати появились сообщения о том, что завод бр. Зульцер в Швейцарии начал строить двигатели с высоким наддувом (фиг. 18), используя выпускные газы для газовой



Фиг. 18. Двухтактный комбинированный двигатель фирмы Зульцер.

турбины, связанной с коленчатым валом при помощи зубчатой передачи и фрикционной муфты [25].

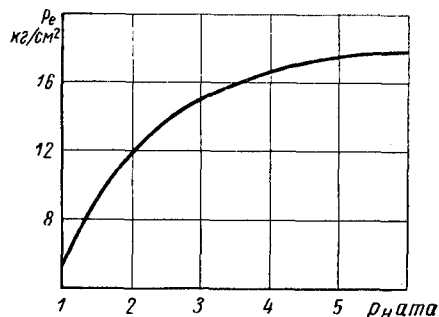
Техническая характеристика двухвального двигателя с противоположно движущимися поршнями

Число цилиндров	8
Диаметр цилиндров в мм	160
Ход поршня в мм	2×225
Число оборотов вала в минуту	1000
Давление воздуха после компрессора в ата	2,5
Среднее эффективное давление в кг/см ²	13,5
Мощность в л. с.	2750

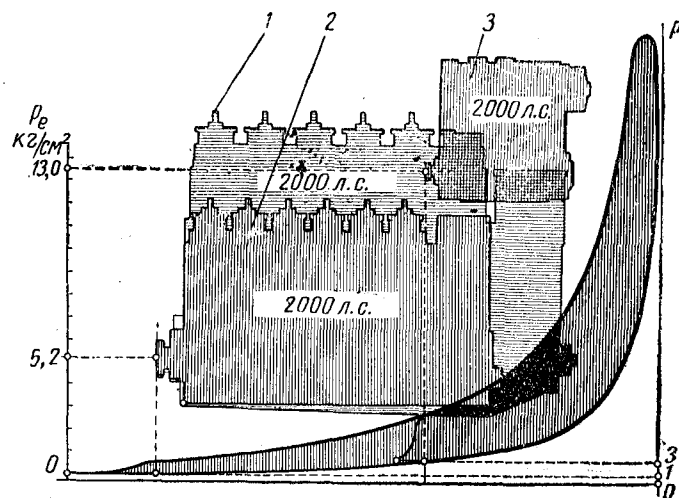
При повышении давления наддува до 6 ата этот двигатель с высоким наддувом превращается в механический генератор сжатых газов. При этом среднее эффективное давление повышается до 18,3 кг/см². Расход топлива составляет 158—190 г/л.с.ч.; соответствующий этому расходу экономический к. п. д. установки $\eta_s = 38 \div 32\%$.

На фиг. 19 показана диаграмма изменения среднего эффективного давления в цилиндре сгорания этого комбинированного двигателя в зависимости от давления наддува.

Вследствие больших значений среднего эффективного давления комбинированные двигатели с высоким наддувом имеют значительно меньшие габариты, чем обычные дизели той же мощности. На фиг. 20 показаны сравнительные размеры



Фиг. 19. Диаграмма среднего эффективного давления в цилиндре в зависимости от давления наддува.



Фиг. 20. Сравнительные размеры крейцкопфного 1, тронкового 2 и комбинированного 3 двигателей мощностью 2000 л. с.

крейцкопфного, тронкового и комбинированного двигателей мощностью 2000 л. с. Индикаторная диаграмма показывает, что уменьшение размеров машины осуществляется при уменьшении расширения газов в двигателе. В комбинированной установке расширение газов производится в специальной расширительной машине.

§ 6. ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Особенно быстро начинают развиваться механические генераторы газов после 1945 г., когда появились двухтактные бескрейцкопфные механические генераторы сжатых газов. Еще в 1923 г. Е. Е. Лонткевич предложил оригинальный технический проект двухтактного комбинированного двигателя. В генераторе Е. Е. Лонткевича внутри цилиндра двигателя движутся два рабочих поршня в противоположных направлениях. Внутри цилиндра осуществляется двухтактный рабочий процесс дизеля с прямоточной продувкой. Каждый из двух рабочих поршней при помощи штока соединен с поршнем компрессора. При рабочем ходе воздух в компрессорных цилиндрах сжимается и через нагнетательный клапан поступает в ресивер перед продувочными окнами двигателя. Обратное движение поршней происходит вследствие расширения сжатого воздуха, оставшегося во вредных пространствах цилиндров компрессора. Для синхронизации движения поршней применен шатунно-шарнирный синхронизатор.

Весь воздух из компрессора через впускные окна поступает в цилиндр двигателя при давлении около 5 атм, а выпускные газы расширяются в газовой турбине [13].

Дальнейшее развитие генераторы сжатых газов со свободно движущимися поршнями получили благодаря работам французского инженера Р. П. Пескара. Первые установки представляли дизель-компрессор со свободно движущимися поршнями, и только после 1939 г. во Франции начали строить генераторы газов со свободно движущимися поршнями. Промышленные образцы таких генераторов начали выпускаться только после 1945 г. В настоящее время генераторы газов со свободно движущимися поршнями получили довольно широкое распространение и с каждым днем область применения их расширяется.

Комбинированные установки с генераторами газа со свободно движущимися поршнями имеют определенные преимущества по сравнению с газовыми турбинами постоянного давления.

Поршневой генератор газов заменяет компрессор, камеру сгорания и регенератор обычной газотурбинной установки. При этом газовая турбина, работающая на смеси выпускных газов генератора и воздуха, имеет меньшие размеры, поскольку вся мощность турбины является эффективной мощностью.

В поршневом генераторе газов со свободно движущимися поршнями в настоящее время при сгорании топлива допускается температура около 2000° абс. и давление около 150 кг/см^2 , что значительно превышает значения, принятые для газовых турбин. Поэтому к. п. д. силовых установок с поршневыми генераторами газов получается выше, чем у газовых турбин со сгоранием топлива при постоянном давлении.

В результате предварительного расширения газов в самом поршневом генераторе температура генерированных газов понижается до $500\text{--}700^{\circ}$ абс. При такой температуре лопатки газовой турбины комбинированного двигателя изготавливаются без применения дорогостоящих жаропрочных материалов.

Отделение в комбинированном двигателе генератора газов от расширительной машины позволяет получить транспортную машину с хорошими тяговыми характеристиками.

Особым преимуществом генераторов газа со свободно движущимися поршнями является отсутствие дорогостоящего коленчатого вала, что приводит к уменьшению стоимости комбинированного двигателя и к экономии материалов. Стоимость генератора газа со свободно движущимися поршнями почти в два раза меньше стоимости дизелей той же мощности.

Генераторы газов со свободно движущимися поршнями являются полностью уравновешенными машинами, поэтому их можно устанавливать без массивного фундамента. В транспортных установках такие генераторы не вызывают вредных вибраций.

Отсутствие коленчатого вала позволяет повысить давление в цилиндрах сгорания генераторов газов со свободно движущимися поршнями. В обычных дизелях максимальное давление газа ограничивается допустимым удельным давлением на подшипники коленчатого вала и шатуна.

Поршни генератора газов со свободно движущимися поршнями не испытывают нормального давления, что приводит к большей износоустойчивости этой машины по сравнению с обычными дизелями.

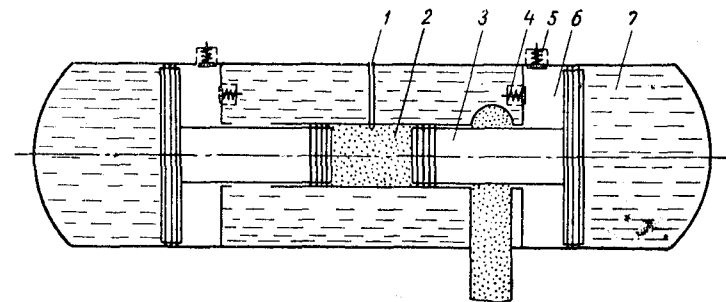
В качестве топлива для генераторов газов применяется соляровое масло и тяжелые погоны нефти — мазуты, а также топливо с большим содержанием серы.

Установки с генераторами газа со свободно движущимися поршнями удобнее в эксплуатации, так как их ремонт проще ремонта обычных дизелей.

Вместе с тем генераторы газов имеют и некоторые особенности, затрудняющие их изготовление. Для синхронизации движения двух поршней требуется специальный синхронизирующий механизм, что удорожает изготовление установки. При различных режимах работы генератора изменяется длина хода поршня. Это приводит к изменению длины открытия окна и ухудшению

процесса продувки цилиндра двигателя при малой длине хода поршня.

Для подачи топлива внутрь цилиндра генератора газа со свободно движущимися поршнями не может быть использована стандартная топливоподающая аппаратура современных дизелей, так как в генераторе нет равномерно вращающегося вала. Привод топливного насоса приходится осуществлять от качающихся деталей, движение которых замедляется при сближении поршней, т. е. как раз в тот момент, когда надо подавать топливо. Для устранения этого недостатка применяют специаль-



Фиг. 21. Схема безвального механического генератора газов:

1 — форсунка; 2 — цилиндр сгорания; 3 — ступенчатый поршень; 4 — нагнетательный клапан; 5 — впускной клапан; 6 — компрессор; 7 — буферный цилиндр.

ные топливные насосы с аккумуляторной системой подачи топлива.

Однако преимущества генераторов газа со свободно движущимися поршнями привели к их широкому распространению.

На фиг. 21 показана схема современного генератора. Генератор газов со свободно движущимися поршнями состоит из двухтактного цилиндра сгорания 2 с симметрично движущимися поршнями 3. Топливо в цилиндр сгорания подается форсункой 1.

Поршни двигателя при помощи штоков соединены с поршнями компрессоров. Компрессоры 6 расположены с внутренней стороны поршней компрессоров.

Внешние стороны поршней компрессора сжимают воздух в буферных цилиндрах 7, в которых предварительно сжатый воздух попеременно сжимается и расширяется. Воздушные буферы предназначены для возвращения поршней в в. м. т. после рабочего хода. При ходе поршней от центра к периферии цилиндры компрессоров 6 наполняются воздухом через впускные клапаны 5, а при обратном ходе поршней сжатый воздух через нагнетательные клапаны 4 компрессора подается в продувочный ресивер двигателя. Оттуда через левый ряд продувочных окон сжатый воздух попадает в цилиндр сгорания, и смесь продуктов сгорания и сжатого воздуха через выпускные окна перетекает в выпускной

ресивер, откуда газ подается к газовой турбине, приводящей в движение потребитель энергии.

При движении поршня от внутренней мертвой точки к наружной работа расширения газов в цилиндре сгорания должна быть равна работе компрессора и воздушного буфера. При обратном ходе поршня работа расширяющегося в буферных цилиндрах воздуха должна равняться работе сжатия воздуха в цилиндре сгорания и в компрессорах.

Применение безвальных генераторов позволило свести к минимуму механические потери в движущем механизме, благодаря чему к. п. д. всей установки достиг 40—45%.

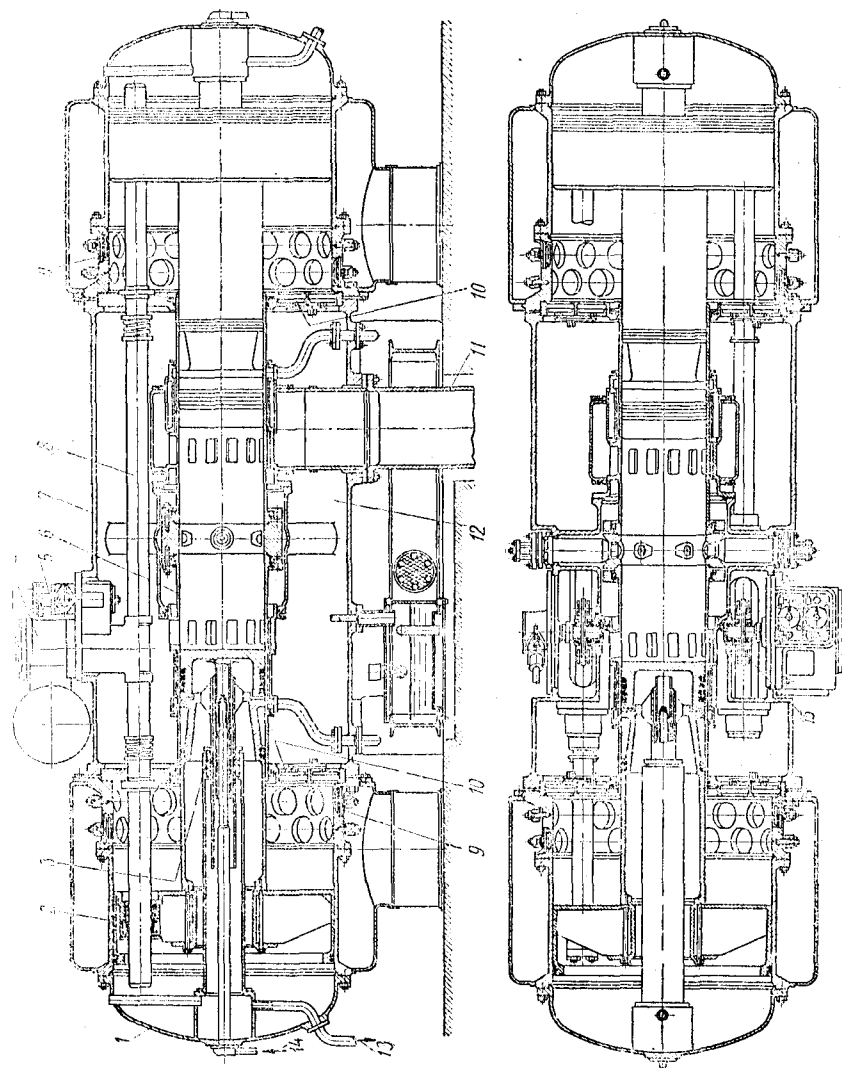
На фиг. 22 показаны продольные разрезы генератора газов GS-34 Пескара, выпускаемого фирмой Сигма.

Основные данные генератора GS-34 на нормальном режиме:

Мощность на валу турбины в л. с.	1000
Производительность генератора в кг/сек	3,65
Давление газов перед турбиной, кг/см ²	4,5
Температура газов перед турбиной в °С	510
Ход каждой группы поршней в мм	443
Число циклов в минуту	610
Степень сжатия	8,5
Коэффициент избытка воздуха	2,0
Диаметр цилиндра сгорания в мм	340
Диаметр цилиндра компрессора в мм	900
Средняя скорость поршня в м/сек	9
Вес одной поршневой группы в кг	230
Габаритные размеры генератора в м:	
длина	4,27
ширина	1,4
высота	1,77
Общий вес генератора в кг	7000
Расход топлива, отнесенный к мощности на валу турбины, в г/л. с. ч.	166

Цилиндры компрессора крепятся к стальному корпусу генератора, в центре которого расположен цилиндр сгорания, охлаждаемый водой. Кольцевое пространство между корпусом генератора и цилиндром сгорания служит ресивером для продувочного воздуха. Воздух в ресивер нагнетается непосредственно из компрессора через нагнетательные клапаны, расположенные на крышке компрессора. Крышки воздушных буферов закрывают цилиндры компрессоров. Уравнительной трубой 8 выравнивается давление в буферных цилиндрах и устраняется вращение поршней генератора.

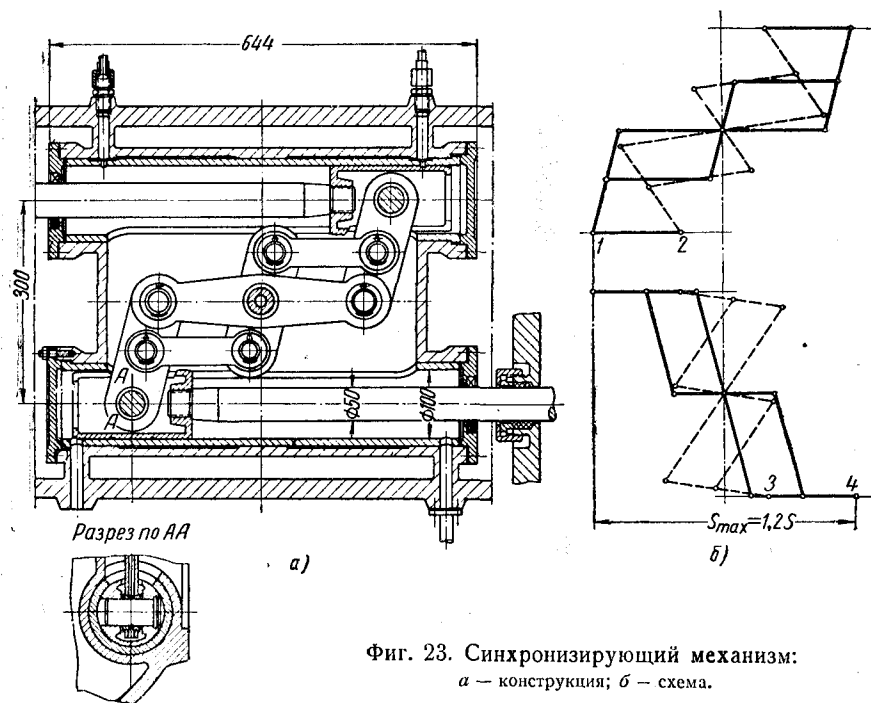
Для охлаждения поршней применяется масло (или вода), которое подводится по трубам 14 и отводится по трубам 13. Поршни цилиндра сгорания изготавливаются из стальных поковок. При помощи штока, выполненного в виде стальной трубы, каждый поршень цилиндра сгорания соединен с соответствующим поршнем компрессора. Поршень цилиндра сгорания имеет шесть поршневых колец, а поршень компрессора — три.



Фиг. 22. Продольные разрезы генератора газов GS-34:

- 1 — крышка буферного цилиндра; 2 — цилиндр компрессора; 3 — охлаждающее устройство поршней; 4 — пусковое устройство; 5 — стабилизатор; 6 — цилиндр сгорания; 7 — корпус генератора; 8 — уравнительная труба; 9 — всасывающие клапаны компрессора; 10 — нагнетательные клапаны; 11 — труба к турбине; 12 — воздушный ресивер; 13 — отвод охлаждающей воды; 14 — подвод охлаждающей воды; 15 — синхронизирующий механизм.

Движение поршневых групп синхронизируется специальным механизмом. На фиг. 23 показан синхронизирующий механизм, спроектированный по типу синхронизирующего механизма генератора GS-34. Механизм размещается по обеим сторонам цилиндра сгорания в продувочном ресивере. Соответствующие штанги укреплены в поршнях компрессоров. На фиг. 23, б показана



Фиг. 23. Синхронизирующий механизм:
а — конструкция; б — схема.

зана схема параллелограммного синхронизирующего механизма в двух крайних положениях. Кроме механизма синхронизации, показанного на фиг. 23, может применяться кривошипно-шатунный синхронизирующий механизм или механизм, состоящий из двух зубчатых реек и зубчатого колеса. Вспомогательный синхронизирующий механизм не передает рабочие усилия, действующие на поршни генератора, так как усилия от давления газов на оба поршня остаются всегда почти одинаковыми для обоих поршней. Разница в усилиях получается за счет утечек через неплотности клапанов и поршней компрессоров, которые изменяют конечные давления в компрессоре и воздушном буфере. Небольшие усилия могут возникнуть и из-за различного трения одной и другой группы поршней о стенки цилиндров. Для выравнивания небольшой разницы в усилиях достаточен легкий синхронизирующий механизм. Если все механические потери в генера-

торе газов принять за 100%, то потери на трение поршней компрессоров составляют около 47%, в цилиндрах сгорания около 33% и потери в синхронизирующем механизме и сальниках 20% [25].

В 1950—1951 гг. под руководством проф. А. Н. Шелеста были разработаны три варианта тепловозов его системы с безвальными генераторами газов со свободно движущимися поршнями мощностью 2500 л. с. в одном экипаже [26].

В первом варианте тепловоза газ от генераторов поступает к газовой турбине (фиг. 24), которая через зубчатый редуктор приводит в движение якорь генератора постоянного тока. От генератора постоянного тока энергия поступает к шести тяговым электродвигателям, расположенным на двух трехосных тележках типа тележек тепловоза серии ТЭЗ [17].

Основные технические данные тепловоза

Длина между серединами головок автосцепки в мм . . .	16 890
База тележки в мм . . .	3 430
База полная в мм . . .	11 890
Осевая формула . . .	3+3
Вес тепловоза служебный в т . . .	126
Нагрузка на ось в т . . .	21
Конструктивная скорость в км/час . . .	100

Генераторы газов

Количество в шт. . .	4
Диаметр поршня цилиндра сгорания в мм . . .	220
Диаметр поршня компрессора в мм . . .	695
Ход поршней в мм . . .	2×330
Число циклов в минуту . . .	1000
Давление генерированных газов в ата . . .	6
Мощность адиабатическая четырех генераторов в л. с. . .	3530

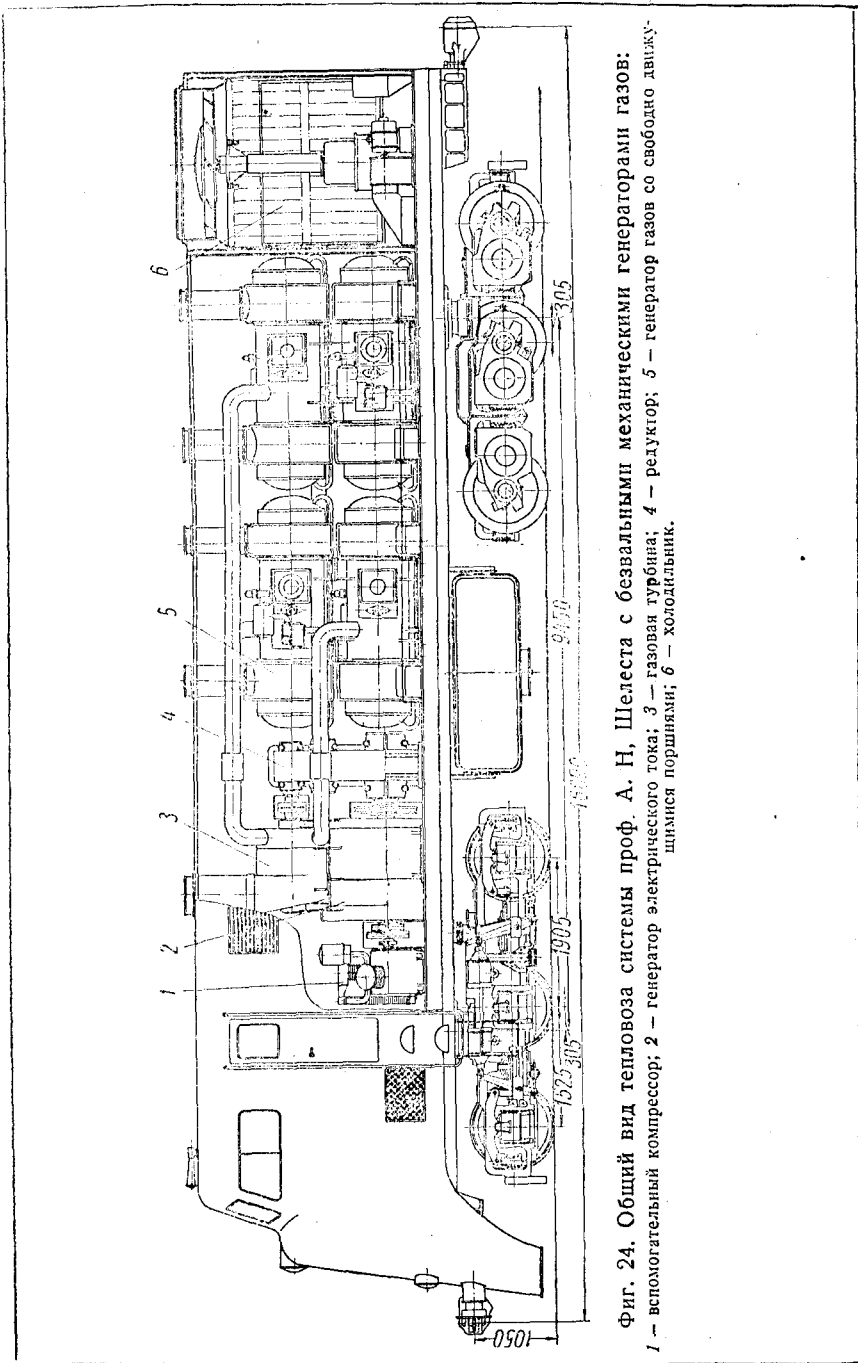
Турбина

Число ступеней . . .	5
Мощность в л. с. . .	3000
Число оборотов в минуту . . .	7200

Холодильник

Число водяных секций в шт. . .	56
Число масляных секций в шт. . .	56
Поверхность охлаждения водяных секций в м ² . . .	719
Поверхность охлаждения масляных секций в м ² . . .	538
Мощность, потребляемая вентилятором в л. с. . .	85

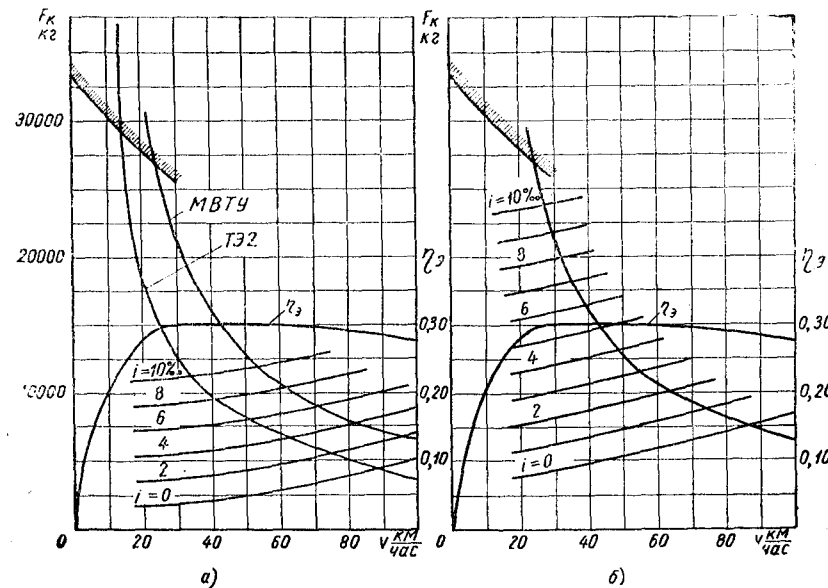
На фиг. 25 показаны тяговые характеристики этого тепловоза. Для сравнения показана сила тяги тепловоза серии ТЭ2 мощностью 2000 л. с. по дизелю. При скорости 60 км/час сила тяги тепловоза системы проф. А. Н. Шелеста составляет 10 800 кг, в то время как тепловоз серии ТЭ2 имеет при этой скорости силу тяги 6500 кг. Даже при наличии электрической передачи проектный тепловоз имеет к. п. д. около 30% [25].



Фиг. 24. Общий вид тепловоза системы проф. А. Н. Шелеста с безвальными механическими генераторами газов: 1 — вспомогательный компрессор; 2 — генератор электрического тока; 3 — газовая турбина; 4 — редуктор; 5 — генератор газов со свободно движущимися поршнями; 6 — холодильник.

Во втором варианте тепловоза газ от тех же четырех двухтактных генераторов газа поступает к газовым турбинам, расположенным на трехосных тележках. От каждой газовой турбины вращение через редуктор передается тяговому валу, откуда спаринками вращение передается колесам тележки. Тепловоз не имеет электрической передачи, поэтому к. п. д. его оказывается выше.

В третьем варианте тепловоза надрессорное строение не отличается от предыдущего тепловоза с турбогрупповым приводом



Фиг. 25. Тяговая характеристика тепловоза:

а — с пассажирским поездом весом 800 т; б — с грузовым поездом весом 1840 т.

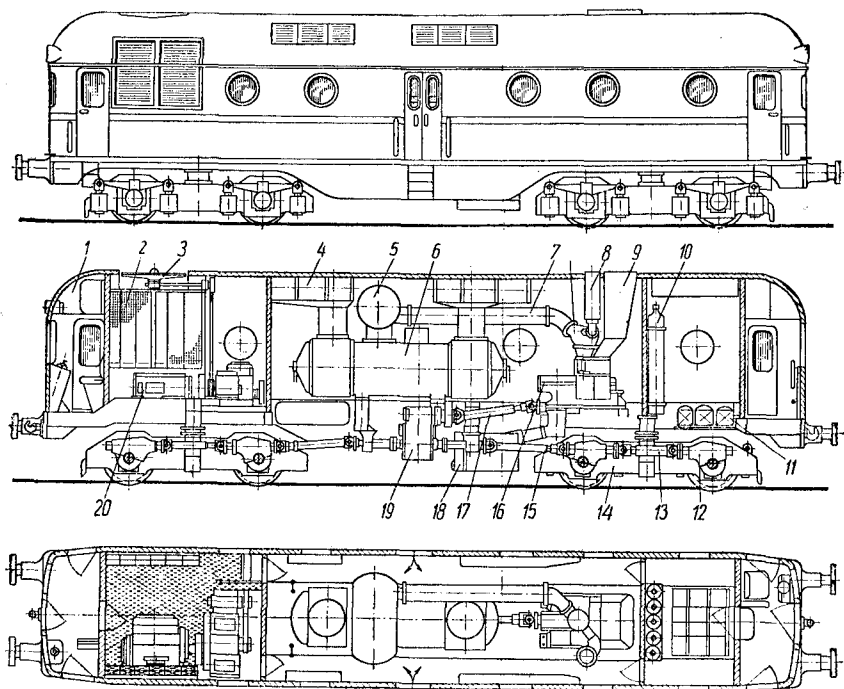
колесных пар. Отличие заключается только в приводе колесных пар, которые в этом варианте приводятся в действие каждая от отдельной газовой турбины.

Проекты тепловозов системы проф. А. Н. Шелеста были одобрены 22 февраля 1952 г. Техническим совещанием Харьковского завода транспортного машиностроения, а 19 сентября Центральным тепловозным отделом МПС.

В настоящее время Ворошиловградский завод имени Октябрьской революции приступил к постройке тепловоза с двухтактными безвальными генераторами газов и электрической передачей мощностью 3000 л. с.

В августе 1952 г. появились сведения о том, что во Франции фирмой Рено-Сигма построен тепловоз с безвальным механическим генератором газов, турбиной и редуктором. На фиг. 26

показана схема этого тепловоза. Силовая установка тепловоза состоит из одного генератора газов со свободно движущимися поршнями типа GS-34, который подает газ в трехступенчатую газовую турбину мощностью 1000 л. с. Максимальное число оборотов вала турбины 12320 в минуту. Вращение вала турбины



Фиг. 26. Тепловоз с комбинированным двигателем фирмы Рено-Сигма мощностью 1000 л. с.:

1 — пост управления; 2 — шахта холодильника; 3 — вентилятор; 4 — фильтры для воздуха; 5 — газовый ресивер; 6 — генератор газов; 7 — трубопровод к турбине; 8 — патрубок для перепуска излишнего газа в атмосферу; 9 — выпускная труба турбины; 10 — баллоны пускового воздуха; 11 — аккумуляторная батарея; 12 — осевой редуктор; 13 — карданный вал; 14 — тележка; 15 — карданный вал к тележке; 16 — газовая турбина; 17 — вал от турбины к коробке передач; 18 — бак для масла; 19 — двухскоростная коробка передач; 20 — вспомогательный горизонтальный дизель.

через редуктор с передаточным числом 6,25 передается карданным валом двухступенчатой коробке передач с механизмом реверса. Переход от одной ступени к другой мог быть осуществлен только при стоянке тепловоза. Это объясняется тем, что этот тепловоз был построен только как экспериментальная машина. От центральной коробки передач вращение передается карданными валами на переднюю и заднюю тележки, где через осевые редукторы оно передается движущим колесным парам. Тепловоз имеет две двухосные тележки. Все колесные пары являются

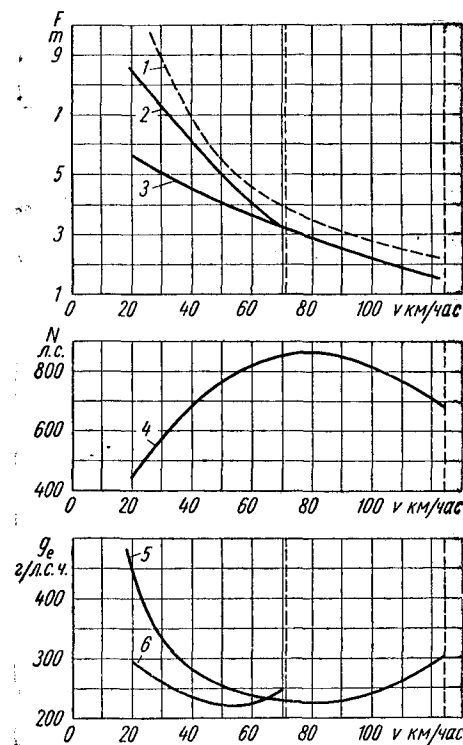
движущими. Максимальная скорость движения тепловоза на одной передаче 71 и на другой — 125 км/час.

Привод вспомогательных агрегатов осуществляется горизонтальным дизелем мощностью 90 л. с. Этот двигатель при помощи зубчатых колес и ременной передачи соединен с колесом вентилятора шахтного холодильника, с тормозным воздушным компрессором, с воздушным компрессором для запуска генератора и с водяным и масляным насосами. Все вспомогательное оборудование расположено в шахте холодильника или около нее.

Тепловоз имеет два поста управления, расположенные в передней и задней части тепловоза. Между машинным отделением и задним постом управления расположена камера с баллонами сжатого воздуха и аккумуляторы, которые заряжаются от вспомогательного электрического генератора.

В качестве основного топлива для безвального генератора газов применяется остаточное топливо с вязкостью 48 сантистоксов при 20°C с удельным весом не менее 0,93 при 15°C (50% этого топлива перегоняется при 270°C). Подогрев основного топлива осуществляется выпускными газами вспомогательного дизеля. При испытании тепловоза для пуска генератора газов применялось более легкое топливо.

15 апреля 1953 г. тепловоз был переведен на пробную эксплуатацию на участке Париж — Комбре с полным ежедневным оборотом до Парижа и обратно. Суточный пробег его составлял 400 км при наибольшей скорости движения 110 км/час. Продолжительность поездки 6 часов. Вес состава 160—200 т. Пробег тепловоза до 1 сентября 1954 г. составил 140 000 км. Расход

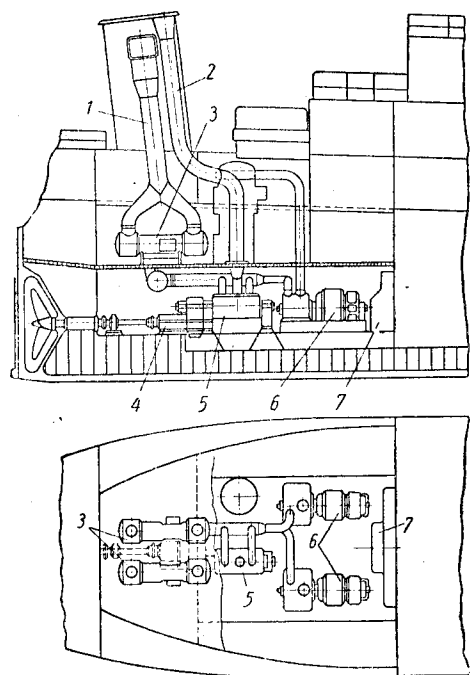


Фиг. 27. Тяговые и экономические характеристики тепловоза:

1 — идеальная сила тяги при постоянной мощности 1000 л. с.; 2 — сила тяги тепловоза на низкой передаче; 3 — сила тяги тепловоза на высокой передаче; 4 — мощность тепловоза на высокой передаче; 5 — удельный расход топлива на высокой передаче; 6 — удельный расход топлива на низкой передаче.

топлива на 100 км был равен 180 кг плюс 13 кг газойля, использованного для пуска. Эти расходы являются средними за месяц испытания и включают расходы на передвижение на станциях и в депо.

На фиг. 27 показаны основные тяговые и экономические характеристики экспериментального тепловоза. Кривые силы тяги тепловоза проходят практически выше, чем у тепловоза с электрической передачей той же мощности. При двух ступенях в коробке передач зависимость силы тяги F от скорости v показана на фиг. 27. В диапазоне скоростей от 50 до 90 км/час удельный расход топлива составляет около 225 кг/л. с. ч. После успешных испытаний первого тепловоза, с безвальным генератором газа был построен второй тепловоз, который в 1957 г. должен поступить на предварительные испытания [44].



Фиг. 28. Судовая установка с комбинированным двигателем:

1 — впускная труба; 2 — выпускная труба; 3 — генератор со свободно движущимися поршнями; 4 — редуктор; 5 — газовая турбина; 6 — вспомогательные газовые турбины с электрическими генераторами; 7 — пост управления.

ния об успешном применении подобных генераторов на легковых и грузовых автомобилях.

Фирма GMS в Кливленде построила шесть генераторов газа со свободно движущимися поршнями мощностью 1250 л. с. для газовой турбины мощностью 6000 л. с. Силовая установка весит на 80 т меньше, чем обычный дизель мощностью 2500 л. с. Число циклов генератора 600 в минуту. Генератор проработал 4500 час. при полной нагрузке без всяких повреждений и при к. п. д., равном 37% на валу турбины. Общая продолжительность работы силового агрегата 7500 час. [38].

Малый вес и малые габариты комбинированных двигателей при высокой экономичности послужили причиной появления целого ряда теплоходов с безвальными механическими генераторами газов. На фиг. 28 показана установка комбинированного двигателя на рыболовном судне мощностью 1200 л. с. на винте. Газовая турбина через редуктор вращает гребной вал. Редуктор снабжен реверсивным механизмом. Для привода вспомогательных механизмов поставлены две дополнительные газовые турбины, вращающие генераторы электрического тока по 200 квт каждый. Газ в дополнительные турбины подается от основного безвального генератора газов. Эксплуатация подобных комбинированных двигателей на различных судах показала их большую экономичность по сравнению с обычными дизелями.

ГЛАВА II

ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР ДЛЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

За последние годы выявилась тенденция в дизелестроении к повышению мощности машины при тех же габаритных размерах. Повышение мощности осуществляется в двигателях внутреннего сгорания путем наполнения цилиндра предварительно сжатым воздухом. Сжатие воздуха осуществляется в специальном нагнетателе, который может быть центробежного, ротационного или поршневого типа.

Сравним различные типы нагнетателей для комбинированных двигателей и механических генераторов сжатых газов.

Для наддува и продувки дизелей в настоящее время применяют следующие типы нагнетателей:

- 1) ротационные пластинчатые компрессоры;
- 2) компрессоры с винтовыми роторами;
- 3) центробежные нагнетатели;
- 4) осевые компрессоры;
- 5) поршневые компрессоры.

Ротационные пластинчатые компрессоры допускают отношение давления нагнетания к давлению всасывания до 3—4 в одной ступени. При больших давлениях сжатия в одной ступени создаются повышенные потери вследствие перетекания газа через зазоры и уплотнения. Адиабатический к. п. д. компрессоров.

$$\eta_{ад} = \frac{G_c L_{ад}}{75 N_k \eta_m}, \quad (1)$$

где G_c — секундный расход воздуха в кг/сек;

$L_{ад}$ — работа адиабатического сжатия в кгм/кг;

N_k — мощность, затрачиваемая на привод компрессора в л. с.;

η_m — механический к. п. д. компрессора.

При работе ротационных пластинчатых компрессоров на номинальном режиме адиабатический к. п. д. составляет 60—70%. Подача воздуха пластинчатым компрессором происходит примерно пропорционально числу оборотов вала машины. Вследствие большого числа пластин у этого типа нагнетателей (до

30 пластин) подача воздуха за один оборот вала машины происходит достаточно равномерно.

Компрессоры с винтовыми и фасонными роторами нашли довольно широкое применение для продувки транспортных двухтактных дизелей. Эти машины применяются для давлений наддува не выше 1,8 *атм*, так как с увеличением давления их экономичность уменьшается. Для давлений 1,2—1,8 *атм* адиабатический к. п. д. у хорошо выполненных машин этого типа составляет 60—70%.

Нагнетатели полностью уравновешены и имеют малые размеры. Это является их отличительной особенностью. Для высокого наддува порядка 4—7 *атм* такие нагнетатели не пригодны.

Центробежный нагнетатель нашел широкое применение для наддува двигателей при приводе от вала двигателя (приводные центробежные нагнетатели) и от газовой турбины (газотурбинный наддув). Адиабатический к. п. д. для центробежных нагнетателей при номинальном режиме работы равен 70—80%. Отношение давлений в одной ступени составляет 1,2—1,8. Меньшее значение соответствует стационарным центробежным компрессорам, а большее — транспортным. Для получения большего давления сжатия применяют несколько ступеней, работающих последовательно.

Значительно меньшее распространение получили осевые компрессоры, которые начали применять для наддува комбинированных двигателей только в последнее время в связи с большими успехами, достигнутыми в создании этих компрессоров. По сравнению с центробежными компрессорами они имеют больший адиабатический к. п. д., составляющий на номинальном режиме работы 80—85%, и создают меньший напор в одной ступени. Малое распространение осевых нагнетателей для наддува объясняется тем, что давление и к. п. д. сильно изменяются с изменением чисел оборотов. Так как транспортные двигатели работают с широким диапазоном чисел оборотов, то в этих установках для наддува оказывается предпочтительнее центробежный компрессор, который имеет более пологую характеристику.

Поршневой компрессор имеет высокий адиабатический к. п. д. (85—90%) и сжимает воздух до 7 *атм* в одной ступени. При уменьшении числа оборотов вала компрессора его экономичность возрастает. Подача поршневого компрессора, приводимого в движение от двигателя, изменяется в соответствии с требующимся количеством воздуха для наполнения цилиндра двигателя. Изменение подачи воздуха с увеличением числа оборотов происходит пропорционально числу оборотов, чего не обеспечивают центробежные и осевые нагнетатели. Поэтому поршневой нагнетатель является наилучшим для высокого наддува, осуществляемого в комбинированных двигателях.

§ 7. ДВИЖЕНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Работа автоматических клапанов в поршневых компрессорах мало изучена, между тем потери во всасывающих и нагнетательных клапанах достигают 30% индикаторной мощности компрессора. Большие потери в клапанах особенно неприятны для комбинированных двигателей, в которых мощность компрессора составляет до 80% мощности всей установки.

Рассмотрим подробно работу автоматического клапана поршневого компрессора. На клапан действуют следующие силы:

1. Сила давления P сжатого воздуха, действующая снизу вверх.

Эта сила определяется с помощью индикаторной диаграммы компрессора. Она представляет разность между давлением в цилиндре компрессора и давлением в ресивере, умноженную на площадь клапана.

2. Сила веса клапанной пластины и пружины, действующая сверху вниз.

3. Усилие пружины клапана действует сверху вниз. Это усилие определяется жесткостью C пружины и величиной затяжки пружины.

4. Силы трения, которыми мы пренебрегаем.

На фиг. 29 показана схема сил, действующих на клапан. Такое распределение сил характерно для колпачковых и кольцевых клапанов. Уравнение движения клапанов такой конструкции будет

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = \frac{f}{m} \Delta p(t), \quad (2)$$

где x — подъем клапана над седлом в см;

m — масса движущихся частей клапана в кгсек²/см;

f — площадь сечения седла клапана в см²;

ω — частота свободных колебаний клапана в сек⁻¹;

$\Delta p(t)$ — разность между давлением внутри цилиндра и давлением в ресивере, изменяющаяся со временем, в кг/см².

Для решения последнего уравнения необходимо знать закон изменения давления газов на клапан в зависимости от времени. При постоянном давлении воздуха в ресивере после нагнетательного клапана изменение этого давления соответствует изменению давления по индикаторной диаграмме. На фиг. 30 показана индикаторная диаграмма поршневого компрессора. Движение клапана начинается в точке A при давлении воздуха

в цилиндре компрессора, превышающем давление в ресивере на величину

$$\Delta p = \frac{G_{кл} + C\delta}{f}, \quad (3)$$

где $G_{кл}$ — вес клапана в кг;

δ — предварительная затяжка пружины клапана в см.

Движение клапана будет происходить под влиянием давления воздуха, определяемого кривой AD на индикаторной диаграмме компрессора. Этот участок кривой может быть заменен отрезком синусоиды

$$\Delta p(t) = a \sin qt, \quad (4)$$

где a — амплитуда синусоиды в кг/см²;

q — частота действия возмущающей силы в сек⁻¹.

Для определения частоты действия возмущающей силы можно поступить следующим образом. По индикаторной диаграмме компрессора находится время от начала подъема клапана до его полной посадки. Это время будет равно половине периода действия заменяющей синусоиды. По найденному периоду находится частота действия возмущающей силы

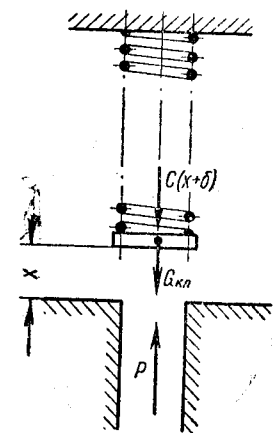
$$q = \frac{2\pi}{\tau}. \quad (5)$$

Величина амплитуды синусоиды подбирается с помощью индикаторной диаграммы компрессора таким образом, чтобы индикаторная диаграмма на участке AD и заменяющая синусоида совпали.

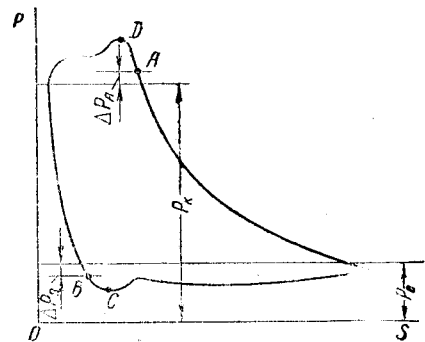
После подстановки заменяющей функции по выражению (4) в уравнение (2) можно решить уравнение движения клапана. Произвольные постоянные решения находят, принимая $t = 0$ (перемещение и скорость клапана равны нулю). Решение уравнения движения клапана с учетом начальных условий будет

$$x = \frac{f}{m} \frac{a}{\omega^2 - q^2} \left(\sin qt - \frac{q}{\omega} \sin \omega t \right). \quad (6)$$

Анализ последнего выражения позволяет выяснить влияние различных факторов на скорость открытия клапана. Скорость подъема клапана прямо пропорциональна проходному сечению клапана и обратно пропорциональна его массе. С увеличением



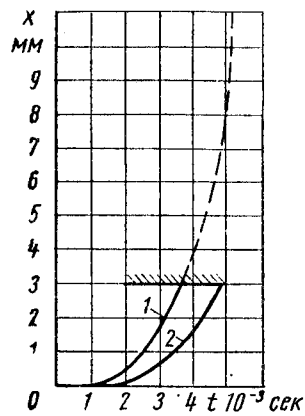
Фиг. 29. Схема сил, действующих на клапан.



Фиг. 30. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора.

числа оборотов вала компрессора увеличивается скорость подъема клапана за счет увеличения частоты q возмущающей силы.

С увеличением давления сжатого воздуха уменьшается время нагнетания и время впуска. Это вызывает более быстрое открытие нагнетательного и впускного клапанов. При этом нагнетательный клапан открывается быстрее впускного, так как время нагнетания меньше времени впуска.



Фиг. 31. Перемещение клапана в зависимости от времени:
1 — нагнетательный клапан;
2 — впускной клапан.

Большое влияние на работу клапана оказывает частота собственных колебаний клапанной пружины. Увеличение частоты собственных колебаний уменьшает время подъема клапана и тем самым увеличивает время — сечение клапана.

По уравнению (6) строят график подъема клапана в зависимости от времени. При этом результаты расчета очень мало отличаются от действительного процесса. Для иллюстрации этого положения были проведены расчеты по формуле (6) для малых пластин нагнетательного и впускного кольцевых клапанов компрессора.

Основные данные клапана

Наружный диаметр клапанной пластины в мм	70
Внутренний диаметр клапанной пластины в мм	48
Толщина клапанной пластины в мм	1
Вес клапана и 1/2 веса пружины в г	23
Прходное сечение клапана в см ²	11,3
Жесткость пружины в кг/см	1

Расчет производился для компрессора при числе оборотов вала компрессора 300 в минуту и давление $p_k = 2$ атм.

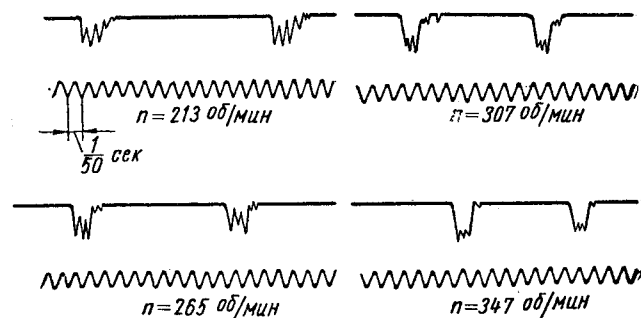
Результаты подсчетов графически представлены на фиг. 31. Кривая 1 относится к нагнетательному, а кривая 2 — к впускному клапану. Сравнение этих кривых указывает на более продолжительное открывание впускного клапана по сравнению с нагнетательным. Время подъема нагнетательного клапана примерно в полтора раза меньше времени подъема впускного клапана при тех же оборотах компрессора.

Результаты экспериментальных исследований полностью подтвердили все выводы, которые были получены из анализа уравнения движения клапана.

На фиг. 32 представлены диаграммы подъема нагнетательного клапана при разных оборотах компрессора и при давлении нагнетания 2 атм. Синусоидальная кривая переменного тока

дает масштаб времени. Один полный период синусоиды соответствует $1/50$ сек.

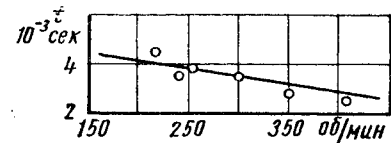
Кривая подъема клапана показывает четкий подъем клапана. Продолжительность подъема нагнетательного клапана до упора очень незначительна и составляет 0,003—0,004 сек. в за-



Фиг. 32. Оциллограммы подъема нагнетательного клапана для разных чисел оборотов.

висимости от числа оборотов компрессора. Посадка клапана происходит более медленно и менее четко. В промежутке между подъемом и посадкой клапан совершает колебания, которые носят четко повторяющийся характер и зависят от факторов, которые определяют частоту собственных колебаний клапана.

Для сравнения точности уравнения (6) с экспериментальными данными на фиг. 33 построена кривая изменения продолжительности подъема нагнетательного клапана до упора в зависимости от числа оборотов компрессора по уравнению (6) и нанесены экспериментальные точки, полученные при разных числах оборотов, но при постоянном давлении в нагнетательном ресивере $p_k = 2$ атм. Сравнение показывает хорошее совпадение экспериментальных точек с теоретическим расчетом.



Фиг. 33. Изменение продолжительности подъема нагнетательного клапана в зависимости от числа оборотов.

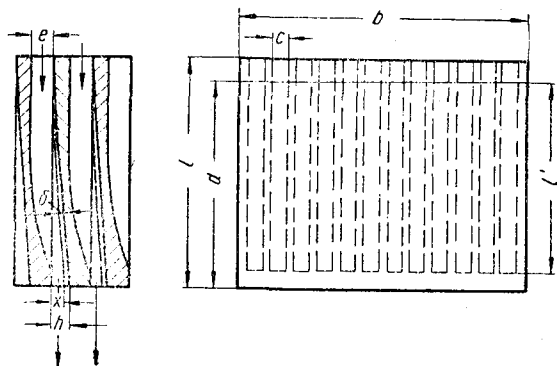
Оциллограммы подъема клапанов позволяют установить продолжительность их открытия по времени и, если известно число оборотов, по углу поворота коленчатого вала. Число оборотов компрессора может быть найдено также из оциллограммы, на которой заснято два или больше последовательных подъема клапана. Расстояние между началом двух последовательных подъемов клапана в определенном масштабе, указанном синусоидой переменного тока, дает время одного оборота компрессора, после чего легко найти число оборотов компрессора в одну минуту.

Продолжительность открытия клапана по углу поворота коленчатого вала φ может быть найдена по формуле

$$\varphi = 6\pi\tau, \quad (7)$$

где τ — продолжительность открытия клапана в сек., найденная по осциллограмме подъема клапана [37].

В последнее время в поршневых компрессорах все большее распространение получают прямооточные клапаны. Эти клапаны обладают значительно меньшим сопротивлением, чем кольцевые и колпачковые клапаны, и могут работать при больших числах оборотов. На фиг. 34 показана схема прямооточного клапана.



Фиг. 34. Схема работы прямооточного клапана.

Клапан набирается из большого числа седел с канавками, между которыми зажаты тонкие стальные пластины. Под влиянием разности давлений до и после клапана стальные пластины отклоняются от седла на величину x и открывают клапан. При полном открытии клапана стальная пластина касается ограничителя подъема клапана и максимальное отклонение пластины достигает h мм.

При закрытом впускном клапане давление в цилиндре воздействует на стальную пластину клапана по площади

$$F = bl \text{ см}^2. \quad (8)$$

Со стороны впускного трубопровода воздух давит на другую сторону стальной пластины по площади

$$f = ncd \text{ см}^2, \quad (9)$$

где n — число пазов для прохода воздуха (на фиг. 34 показано 12 пазов).

Движение пластины клапана начинается в том случае, когда давление воздуха перед клапаном p_0 будет больше давления воздуха внутри цилиндра компрессора p на величину

$$\Delta p = p_0 - p \text{ кг/см}^2. \quad (10)$$

Давление воздуха в момент открытия клапана определяется из равенства усилий на одной и другой стороне клапанной пластины

$$p_0 f = p F,$$

откуда

$$p = p_0 \frac{f}{F} \text{ кг/см}^2. \quad (11)$$

Нагнетательный клапан конструктивно выполняется так же, как и впускной, только устанавливается на компрессоре в перевернутом положении по сравнению со впускным клапаном.

Нагнетательный клапан открывается при давлении p в цилиндре, большем давления p_k после клапана

$$\Delta p = p - p_k \text{ кг/см}^2. \quad (12)$$

Для определения давления в цилиндре компрессора, при котором открывается нагнетательный клапан, приравняем давления, действующие на одну и другую стороны пластины клапана:

$$p_k F = p f,$$

откуда

$$p = p_k \frac{F}{f}. \quad (13)$$

Уравнение движения прямооточного клапана может быть записано в форме уравнения (2). При этом частота собственных колебаний пластины клапана определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{Eb\delta}{m}} \text{ сек}^{-1}, \quad (14)$$

где E — модуль упругости материала пластины в кг/см^2 ;
 m — масса на единицу длины пластины.

Остальные размеры пластины показаны на фиг. 34.

При пользовании уравнением (2) для прямооточного клапана надо помнить, что в этом уравнении вся масса пластины предполагается сосредоточенной на конце, и на эту сосредоточенную массу действует возмущающая сила давления газов.

Давление газов, вызывающее максимальное отклонение пластин клапана, может быть найдено из формулы

$$h = \frac{p l^4}{8 E J} \text{ см}, \quad (15)$$

где p — нагрузка на единицу длины пластины в кг/см ;

$J = \frac{b\delta^3}{12}$ — момент инерции поперечного сечения пластины в см^4 .

Уравнение движения для прямооточного клапана решается так же, как и для кольцевого и колпачкового клапанов.

§ 8. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ ПОТЕРЬ В КЛАПАНАХ

При открытии впускного или выпускного клапанов поршневого компрессора происходят следующие явления. При движении поршня в период сжатия воздуха в цилиндре компрессора в определенный момент открываются выпускные клапаны и воздух нагнетается в ресивер. В обычных компрессорах давление в ресивере мало изменяется в период нагнетания воздуха, и его давление можно считать постоянным. У механического генератора сжатых газов со свободно движущимися поршнями, у которого нагнетание воздуха в ресивер осуществляется при закрытых впускных окнах, давление в ресивере за период нагнетания существенно увеличивается. Подобный случай разобран ниже.

При совместной работе двух или нескольких генераторов сжатых газов со свободно движущимися поршнями их ресиверы объединяются таким образом, что при нагнетании воздуха компрессором одного генератора в другом генераторе впускные окна оказываются открытыми. При такой совместной работе нескольких генераторов изменением давления воздуха в ресивере можно также пренебречь.

При нагнетании воздуха через выпускные клапаны компрессора происходит истечение воздуха из цилиндра компрессора, объем которого в период нагнетания непрерывно изменяется. С другой стороны, и проходное сечение клапана в период нагнетания также изменяется не только в период подъема и посадки клапана, но и за весь период нагнетания за счет колебания пластины клапана. Аналогичная картина имеет место и при работе впускного клапана компрессора.

Изменение давления воздуха в цилиндре компрессора в процессе впуска и выпуска может быть найдено аналитически при совместном решении уравнения движения клапана и уравнения истечения воздуха из переменного объема цилиндра в период нагнетания воздуха через переменное сечение клапана. При этом как в случае нагнетания воздуха, так и в случае впуска истечение происходит в подкритической зоне, что еще более осложняет аналитический расчет.

Для решения практических задач при проектировании и эксплуатации поршневых компрессоров автором в 1949 г. была разработана методика построения индикаторной диаграммы поршневого компрессора с учетом потерь в клапанах [37]. Все потери в клапанах были разбиты на три группы:

1. Потери давления, связанные с необходимостью сжимать пружины клапана. Эти потери были названы пружинными.
2. Потери давления воздуха при его протекании по каналам клапана. Эти потери были названы гидравлическими.
3. Потери давления воздуха, необходимые для создания

определенного ускорения клапану при его движении. Эти потери были названы инерционными.

Все потери относятся к минимальному проходному сечению клапана при его полном открытии. Для клапана (фиг. 34) проходное сечение при входе воздуха

$$f = \pi e c \text{ см}^2, \quad (16)$$

где c — ширина паза в см .

Проходное сечение при выходе воздуха

$$f = \pi h b \text{ см}^2. \quad (17)$$

Меньшее из этих двух проходных сечений будет минимальным проходным сечением прямооточного клапана. В правильно спроектированном клапане входное и выходное проходные сечения должны равняться друг другу.

Для клапана, изображенного на фиг. 29, пружинные потери определяются по формуле

$$\Delta p_{np} = \frac{C(x + \delta)}{f} \text{ кг/см}^2, \quad (18)$$

где C — жесткость пружины.

Для клапана, изображенного на фиг. 34, пружинные потери находятся с помощью формулы (15):

$$\Delta p_{np} = \frac{8EJ}{bl^3} x \text{ кг/см}^2. \quad (19)$$

Гидравлические потери в каналах клапана определяются по формуле Бернулли:

$$\Delta p_r = \xi \gamma \frac{w^2}{2g10^4} \text{ кг/см}^2, \quad (20)$$

где w — скорость воздуха в минимальном проходном сечении клапана в м/сек ;

γ — удельный вес воздуха в кг/м^3 ;

ξ — коэффициент сопротивления, приведенный к скорости в седле клапана.

Величина коэффициента сопротивления клапана определялась по индикаторным диаграммам, снятым с поршневого компрессора при помощи электропневматического индикатора (ТЛ-3) тепловозной лаборатории МВТУ. На основании анализа большого количества индикаторных диаграмм коэффициент сопротивления принят $\xi = 5$ для кольцевых клапанов и $\xi = 1 \div 2$ для прямооточных клапанов. При одинаковой конструкции впускного и выпускного клапанов их коэффициенты сопротивления равны.

Скорость воздуха в минимальном проходном сечении клапана находится из уравнения неразрывности

$$w = v \frac{F}{f} \text{ м/сек}, \quad (21)$$

где v — скорость поршня в м/сек;

F — площадь поршня компрессора в см².

В случае поршневого компрессора с кривошипно-шатунным механизмом скорость поршня может быть найдена по формуле

$$v = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \text{ м/сек}, \quad (22)$$

где ω — угловая скорость вала в сек⁻¹;

R — радиус кривошипа в м;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

α — угол поворота коленчатого вала в град.

Для вычисления скорости поршня существуют специальные таблицы, которые можно найти в учебниках или справочниках по двигателям внутреннего сгорания [2].

Для расчета гидравлических сопротивлений в клапанах компрессора механического генератора сжатых газов со свободно движущимися поршнями необходимо знать скорость поршня в функции его положения. При первоначальном проектировании такого генератора закон движения поршня может быть неизвестен. В этом случае можно считать, что поршень генератора совершает простое гармоническое колебательное движение, и определять скорость поршня по формуле

$$v = \frac{\pi n S}{60} \sin \varphi \text{ м/сек}, \quad (23)$$

где n — число циклов в минуту;

S — ход поршня в м;

φ — условный угол поворота кривошипа радиусом $\frac{S}{2}$ в град.

Инерционные потери давления в клапане могут быть найдены по закону Ньютона

$$P = m \frac{d^2 x}{dt^2} \text{ кг}, \quad (24)$$

если разделить силу на площадь проходного сечения клапана

$$\Delta p_m = \frac{m}{f} \frac{d^2 x}{dt^2} \text{ кг/см}^2. \quad (25)$$

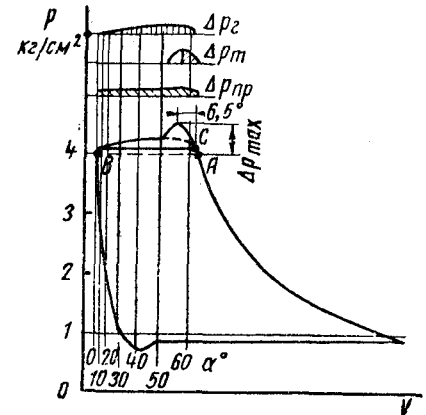
Для определения ускорения клапана используется уравнение (2).

Полное сопротивление клапана находится как сумма пружинного, гидравлического и инерционного сопротивлений:

$$\Delta p = \Delta p_{np} + \Delta p_m + \Delta p_i \text{ кг/см}^2. \quad (26)$$

Последнее выражение справедливо как для впускных, так и для выпускных клапанов компрессора.

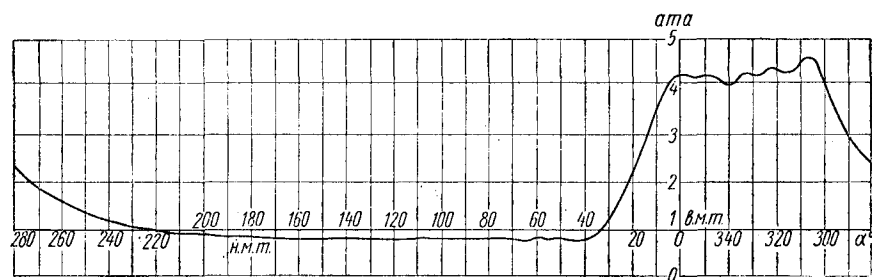
На фиг. 35 показано построение линии выталкивания для поршневого компрессора с кольцевыми клапанами. Построение начинается с проведения линии сжатия воздуха в компрессоре. Пересечение линии сжатия с давлением воздуха в ресивере дает точку A на индикаторной диаграмме, от которой откладывается вверх перепад давлений до начала движения клапана. Этот перепад давлений до начала движения клапана для кольцевого клапана находится по формуле (3), а для прямооточного — по формулам (12) и (13). От точки C индикаторной диаграммы откладывается сопротивление, необходимое для преодоления затяжки пружины. На фиг. 35 это сопротивление представлено в виде эпюры, мало отличающейся от прямоугольника.



Фиг. 35. Построение линии выталкивания индикаторной диаграммы компрессора.

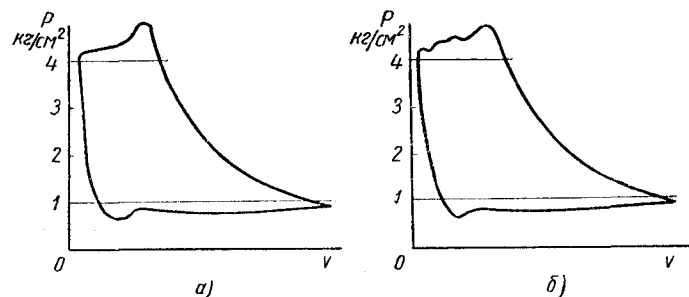
Инерционное сопротивление клапана будет наибольшим при открывании клапана. Поэтому для построения индикаторной диаграммы компрессора можно ограничиться подъемом клапана до упора. Это движение клапана выражается уравнением (2), из которого находится ускорение клапана в функции его перемещения. Соответствующее инерционное сопротивление клапана находится по формуле (25). Для построения эпюры инерционного сопротивления клапана необходимо найти время от начала движения клапана до соприкосновения его с упором. Это время находится из уравнения (6) при подстановке в него максимального подъема клапана. По времени подъема клапана до упора находится положение точки максимального давления в цилиндре компрессора за период нагнетания. Для этого по времени подъема клапана до упора определяется соответствующее перемещение поршня компрессора, которое откладывается от точки C индикаторной диаграммы компрессора. На фиг. 35 точка максимального давления отстоит от точки C на расстоянии, соответствующем повороту кривошипа коленчатого вала на 6,5°.

На фиг. 36 показана индикаторная диаграмма компрессора, снятая индикатором Тепловозной лаборатории МВТУ (ТЛ-3). Диаграмма снята при числе оборотов вала компрессора $n = 300$ в минуту и давлении сжатого воздуха в ресивере после компрес-



Фиг. 36. Индикаторная диаграмма, развернутая по углу поворота коленчатого вала. Число оборотов 300 в минуту. Давление нагнетания $p_k = 3$ атм.

сора $p_k = 4$ атм. Линия нагнетания носит волнообразный характер, что связано с колебательными движениями пластины нагнетательного клапана. Амплитуда колебания давления за период нагнетания постепенно убывает от максимальной в начале процесса нагнетания до минимальной при подходе поршня компрессора к в. м. т. В соответствии с этим ускорение клапана будет



Фиг. 37. Индикаторная диаграмма компрессора при 450 оборотах в минуту и давлении нагнетания $p_k = 3$ атм:

а — расчетная $p_i = 1,715$ кг/см²; $p_{iH} = 0,11$ кг/см²; $p_{ia} = 0,157$ кг/см²;
б — экспериментальная $p_i = 1,792$ кг/см²; $p_{iH} = 0,131$ кг/см²;
 $p_{ib} = 0,151$ кг/см².

максимальным при первоначальном подъеме клапана. Для упрощения построения индикаторной диаграммы компрессора будем учитывать только первоначальное движение клапана, пренебрегая последующими колебаниями давления.

Для построения эпюры гидравлического сопротивления клапана предварительно устанавливается закон изменения скорости поршня компрессора, после чего находится скорость воздуха

в седле клапана и гидравлическое сопротивление клапана по уравнению (20). Эпюра гидравлического сопротивления клапана построена на фиг. 35.

Сложение эпюры инерционного сопротивления клапана с эпюрами сопротивлений от затяжки пружины и гидравлических потерь дает возможность построить индикаторную диаграмму компрессора с учетом потерь в клапанах. После сложения отдельных эпюр остается скруглить острые углы линии нагнетания, подобно тому, как это делается при построении индикаторной диаграммы двигателя внутреннего сгорания.

На фиг. 37 показаны две индикаторные диаграммы компрессора. Диаграмма на фиг. 37, а построена теоретическим путем для 450 оборотов коленчатого вала компрессора в минуту и для давления сжатого воздуха 4 атм. Диаграмма на фиг. 37, б получена при испытании компрессора. Сравнение этих диаграмм показывает, что разработанный метод построения индикаторной диаграммы с учетом потерь в клапанах позволяет получить диаграмму, мало отличающуюся от действительной.

§ 9. РАБОТА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Работа адиабатического сжатия 1 кг воздуха с давлением p_1 до давления p_2

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1) \text{ кгм/кг}, \quad (27)$$

где R — газовая постоянная (для воздуха $R = 29,27$ кгм/кг° абс.)

k — показатель адиабаты.

T_1 и T_2 — температуры начала и конца сжатия в ° абс.

На энтропийной диаграмме (см. приложение) адиабатическое сжатие представляется вертикальной прямой. Отсчитывая непосредственно на тепловой диаграмме конечную температуру сжатия воздуха на компрессоре, получим с помощью уравнения (27) адиабатическую работу сжатия 1 кг воздуха. Мощность компрессора

$$N_{ad} = \frac{L_{ad} i l F S n}{60 \cdot 75 v} \text{ л. с.}, \quad (28)$$

где $i = 1$ — для компрессора простого действия;

и $i = 2$ — для компрессора двойного действия;

F — площадь поршня компрессора в м²;

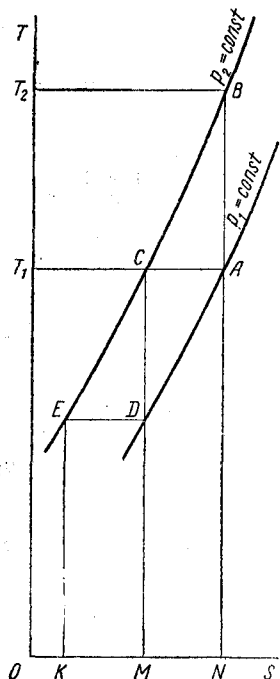
S — ход поршня в м;

n — число оборотов в минуту вала компрессора;

v — удельный объем воздуха, всасываемого в компрессор, в м³/кг;

λ — коэффициент подачи.

На тепловой диаграмме (фиг. 38) адиабатическое сжатие изображается прямой AB . Работа адиабатического сжатия выражается площадью $ABCMN$. При изотермическом сжатии воздуха по линии AC работа сжатия выражается площадью $ACMN$. Эта площадь меньше площади адиабатического сжатия на величину площади ABC . Отсюда следует, что при адиабатическом сжатии воздуха нужно затратить больше работы, чем при изотермическом. На этом основании в компрессорах стремятся вести сжатие воздуха по изотерме.



Фиг. 38. Процесс сжатия в компрессоре на тепловой диаграмме.

Для комбинированных двигателей и механических генераторов сжатых газов, сжатие воздуха по адиабате является более целесообразным. При адиабатическом сжатии воздуха в компрессоре по линии AB и дальнейшем адиабатическом расширении газа в рабочей расширительной машине по линии BA работа сжатия в идеальном случае будет равна работе расширения. При сжатии воздуха по изотерме AC затрачивается работа, эквивалентная площади $ACMN$. При адиабатическом расширении воздуха в идеальной машине по линии CD получается работа, эквивалентная площади $CEKM$. Легко видеть, что площадь $CEKM$ меньше площади $ACMN$. Это значит, что работа изотермического сжатия воздуха в компрессоре будет больше работы адиабатического расширения воздуха в рабочей расширительной машине на величину, эквивалентную площади ACD . Потеря энергии при изотермическом сжатии и адиабатическом расширении воздуха увеличивается с увеличением давления конца сжатия. При политропическом сжатии воздуха в компрессоре потери на необратимость процесса возрастают с уменьшением показателя линии сжатия в компрессоре, достигая максимума при изотермическом сжатии воздуха. На этом основании сжатие воздуха в компрессоре комбинированного двигателя следует вести по адиабате [27].

При работе поршневого компрессора в комбинированном двигателе важно знать, как меняются основные параметры работы компрессора при различных числах оборотов и при различных давлениях воздуха после компрессора. С этой целью в Тепловозной лаборатории МВТУ было проведено эксперимен-

тальное исследование работы четырехцилиндрового воздушного компрессора с водяным охлаждением стенок цилиндров [37].

Испытания компрессора с переменным числом оборотов производились при постоянном давлении в ресивере, равном 3 ати. В табл. 2 приведены результаты обработки индикаторных диаграмм компрессора для разных чисел оборотов.

Таблица 2

Результаты испытаний компрессора при различных числах оборотов и постоянном давлении воздуха после компрессора 3 ати (средние значения по четырем цилиндрам)

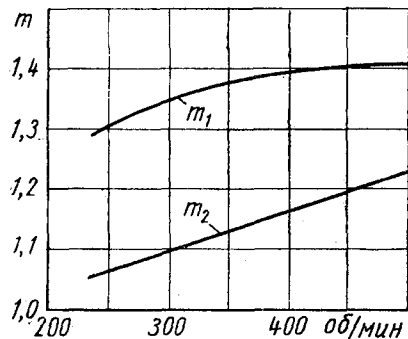
Показатель	Обозначение	Число оборотов в минуту				
		252	301	353	402	451
Максимальное сопротивление клапанов в кг/см^2						
нагнетательного	Δp_n	0,462	0,562	0,638	0,662	0,750
всасывающего	Δp_v	0,250	0,312	0,335	0,368	0,342
Показатель политропы:						
сжатия	m_1	1,305	1,36	1,38	1,395	1,40
расширения	m_2	1,065	1,09	1,13	1,17	1,19
Среднее индикаторное давление в кг/см^2						
	p_i	1,653	1,727	1,763	1,796	1,800
Средние потери индикаторного давления в клапанах в кг/см^2 :						
нагнетательном	p_{in}	0,079	0,105	0,116	0,126	0,137
всасывающем	p_{iv}	0,099	0,108	0,141	0,151	0,155

В табл. 2 даны максимальные потери давления при нагнетании и при всасывании. Увеличение максимальных сопротивлений клапанов происходит пропорционально увеличению числа оборотов. Сравнение средних значений максимальных сопротивлений, полученных экспериментально, с результатами подсчетов сопротивлений клапанов по формуле (26) показало хорошее совпадение теории с экспериментом.

Изменение средних индикаторных давлений сопротивлений всасывающего и нагнетательного клапанов в зависимости от числа оборотов вала компрессора приведено в табл. 2. С ростом числа оборотов возрастают потери в клапанах. При этом среднее индикаторное давление потерь при всасывании оказывается больше среднего индикаторного давления при нагнетании за счет того, что сопротивление при всасывании действует почти на всем ходе поршня, а потери при нагнетании — только на части хода поршня.

На фиг. 39 показано изменение показателей политроп сжатия и расширения средних по четырем цилиндрам компрессора. Увеличение показателей с ростом числа оборотов вала компрессора происходит как для линии сжатия, так и для линии расши-

рения. Увеличение показателей политроп сжатия и расширения объясняется тем, что с увеличением числа оборотов уменьшаются утечки и теплообмен со стенками цилиндра. При больших числах оборотов значение показателя политропы сжатия равно



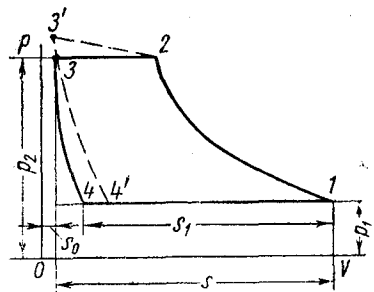
Фиг. 39. Изменение среднего показателя политропы сжатия m_1 и расширения m_2 в зависимости от числа оборотов.

показателю адиабаты. Показатель расширения при расчете быстроходных ($n > 500$ об/мин) поршневых компрессоров с водяным охлаждением стенок цилиндра, которые применяются в комбинированных двигателях, можно считать равным 1,1—1,2.

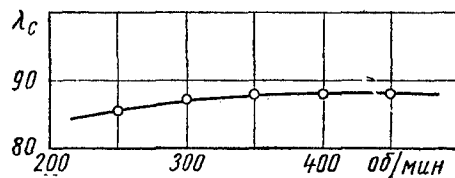
Индикаторные диаграммы компрессора позволяют определить объемный коэффициент λ_c (фиг. 40) по формуле

$$\lambda_c = \frac{S_1}{S}. \quad (29)$$

Изменение объемного коэффициента в зависимости от числа оборотов вала компрессора представлено на фиг. 41. Экспериментальные точки указывают на некоторое увеличение коэффициента λ_c с ростом числа оборотов, что объясняется увеличением продолжительности открытия клапана в градусах поворота коленчатого вала компрессора.



Фиг. 40. Индикаторная диаграмма, иллюстрирующая определение объемного коэффициента.



Фиг. 41. Изменение объемного коэффициента в зависимости от числа оборотов.

Величина объемного коэффициента зависит от расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве, от давления p_2 (фиг. 40) до давления p_1 . Расширение происходит по кривой с переменным показателем. В расчетах обычно вводят средний показатель расширения, постоянный для всего процесса расши-

рения. Величина объемного коэффициента компрессора определяется по известной формуле

$$\lambda_c = 1 - a \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right], \quad (30)$$

где $a = \frac{S_0}{S}$ — относительная величина вредного пространства; m_2 — показатель политропы линии расширения.

Формула (30) не учитывает изменения величины объемного коэффициента с изменением скорости вращения вала компрессора. Однако, как видно на фиг. 41, изменение объемного коэффициента с изменением числа оборотов крайне незначительно.

Для $a = 3,5\%$, $\frac{p_2}{p_1} = 4$ и $m_2 = 1$ объемный коэффициент

$$\lambda_c = 1 - 0,035(4 - 1) = 89,5\%.$$

Эта цифра достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными при номинальном числе оборотов, поэтому при расчете компрессора вполне допустимо пользоваться формулой (30) при условии, что точка начала сжатия лежит вблизи атмосферной линии.

В комбинированных турбопоршневых двигателях подача воздуха компрессором осуществляется иногда при закрытых впускных окнах в ресивер с объемом V_p . Объем ресивера превышает средний объем компрессора в 1,5—2 раза. Пренебрегая потерями в нагнетательных клапанах компрессора, можно найти давление и температуру воздуха в компрессоре в конце нагнетания следующим образом. При открытии нагнетательного клапана происходит сжатие воздуха в цилиндре компрессора и в ресивере. Отношение этого объема к объему ресивера есть степень сжатия воздуха в период нагнетания:

$$\epsilon = \frac{V_p + V_0 + V_B}{V_p + V_0} = 1 + \frac{V_B}{V_p + V_0},$$

где $V_0 = aV_h$ — вредный объем цилиндра компрессора; V_h — рабочий объем цилиндра компрессора; V_B — объем цилиндра компрессора, соответствующий ходу нагнетания.

Объем цилиндра компрессора в начале процесса сжатия равен $V_0 + V_h$, а в конце сжатия $V_0 + V_B$. Эти объемы воздуха пропорциональны соответствующим удельным объемам. Это обстоятельство позволяет найти объем цилиндра компрессора в конце хода сжатия:

$$V_0 + V_B = (V_0 + V_h) \frac{v_2}{v_1} = (V_0 + V_h) \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{m_1-1}},$$

где m_1 — показатель политропы линии сжатия.

Давление и температура воздуха в конце нагнетания

$$p'_3 = p_2 \varepsilon^{m_{23}},$$

$$T'_3 = T_2 \varepsilon^{m_{23}-1},$$

где m_{23} — показатель линии выталкивания, определяемый по средней температуре с помощью тепловой диаграммы (см. приложение).

Линия нагнетания при подаче воздуха в закрытый ресивер показана штриховыми линиями на фиг. 40. Работа сжатия 1 кг воздуха находится в этом случае по формуле (27), если вместо T_2 подставить температуру T'_3 , а показатель адиабаты k определять по средней температуре $T_{cp} = \frac{T_1 + T'_3}{2}$.

Потери в клапанах в этом случае находятся так же, как и раньше, только эти потери будут откладываться не от горизонтальной линии выталкивания, а от линии выталкивания, изображаемой линией 2—3' на фиг. 40.

Механический к. п. д. компрессора есть отношение индикаторной мощности к мощности, затрачиваемой для привода компрессора,

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_k}. \quad (31)$$

Общий к. п. д. компрессора есть отношение адиабатической работы сжатия в идеальном компрессоре к мощности, затрачиваемой для привода компрессора,

$$\eta_k = \frac{N_{ad}}{N_k} = \frac{N_{ad}}{N_i} \frac{N_i}{N_k} = \eta_{ad-u} \eta_m, \quad (32)$$

где $\eta_{ad-u} = \frac{N_{ad}}{N_i}$ — адиабатически-индикаторный к. п. д. компрессора.

Величина адиабатически-индикаторного к. п. д. компрессора определяется главным образом потерями в клапанах компрессора и может быть найдена с помощью индикаторной диаграммы по формуле

$$\eta_{ad-u} = \frac{p_i - (p_{in} + p_{ia})}{p_i}. \quad (33)$$

Величина адиабатически-индикаторного к. п. д. составляет 0,92—0,96. Большие значения относятся к прямооточным клапанам.

На фиг. 42 представлено изменение механического и общего к. п. д. в зависимости от числа оборотов. При этом по оси абсцисс отложено отношение числа оборотов n коленчатого вала компрессора к номинальному числу оборотов n_n . С увеличением

числа оборотов механический к. п. д. компрессора падает с 86 до 80% при номинальном числе оборотов. В силу этого регулирование подачи компрессора уменьшением числа оборотов является наиболее выгодным по сравнению с другими методами регулирования.

Значения механического к. п. д. на номинальном режиме работы компрессора при хорошем выполнении можно выбирать в пределах 0,9—0,95. Большие значения берутся для поршневых компрессоров безвальных механических генераторов газа.

Механические потери компрессора определяются по разности между эффективной и индикаторной мощностями компрессора. Они состоят из потерь на трение поршней о стенки цилиндров, на трение в подшипниках коленчатого вала и шатунов, на вентиляцию и на смазку компрессора.

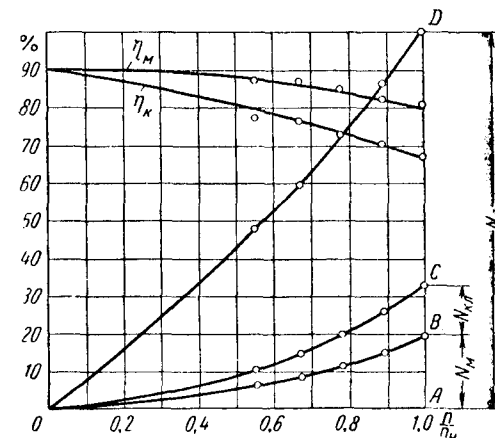
Увеличение затраты мощности на вредные сопротивления с возрастанием числа оборотов вала

компрессора несколько отличается от линейной зависимости за счет вентиляционных сопротивлений, которые пропорциональны квадрату скорости движущихся частей (фиг. 42).

Изменение подачи компрессора в зависимости от числа оборотов происходит пропорционально оборотам. Данные экспериментальных замеров хорошо укладываются на прямой линии.

На фиг. 42 построена характеристика работы компрессора при различных числах оборотов. По оси ординат отложены полная мощность компрессора N_k и затраты мощности, механические потери N_m и потери в клапанах $N_{кл}$ в долях от номинальной мощности компрессора, принятой за 100%. По оси абсцисс отложены числа оборотов вала компрессора в долях от оборотов на номинальном режиме. Отрезок АВ характеризует величину механических потерь в процентах на номинальном режиме работы. Изменение механических потерь в зависимости от режима работы изображается кривой ОВ.

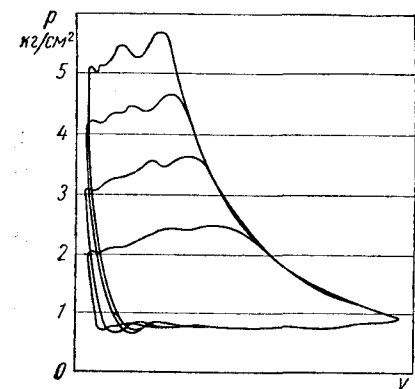
Отрезок ВС выражает величину потерь в клапанах на номинальном режиме в долях от полной мощности компрессора. Для других режимов потери в клапанах изображаются вертикальными отрезками между кривыми ОС и ОВ.



Фиг. 42. Характеристика работы компрессора при разных числах оборотов.

Изменение полной мощности компрессора в процентах от мощности компрессора на номинальном режиме изображается кривой *OD*. Отрезок *AD* изображает полную мощность компрессора на номинальном режиме, принятую за 100%.

Построение безразмерной характеристики работы поршневого компрессора при различных числах оборотов может быть выполнено теоретически [37]. На фиг. 42 кривые построены теоретически. Для подтверждения правильности теоретических построений на фиг. 42 показаны экспериментальные точки. Совпадение экспериментальных точек с теоретическими кривыми получается довольно хорошее.



Фиг. 43. Влияние конечного давления сжатия на величину объемного коэффициента. Все диаграммы сняты при одном и том же числе оборотов $n = 450$ в минуту.

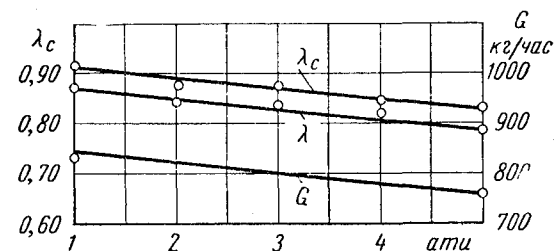
давления конца сжатия были поставлены дополнительные опыты. Опыты проводились при постоянном числе оборотов вала компрессора 450 в минуту.

Индикаторные диаграммы компрессора для различных давлений конца сжатия представлены на фиг. 43. Все диаграммы сняты с четвертого цилиндра компрессора при давлении сжатого воздуха в ресивере после компрессора 1, 2, 3 и 4 атм. Индикаторные диаграммы позволяют подсчитать по формуле (29) объемный коэффициент подачи. Изменение объемного коэффициента для разных давлений конца сжатия показано на фиг. 44.

Результаты обработки индикаторных диаграмм компрессора для разных конечных давлений сжатия приведены в табл. 3.

Максимальное сопротивление впускного клапана практически не зависит от давления сжатия воздуха, так как параметры воздуха перед впускным клапаном не изменяются. Максимальное сопротивление нагнетательного клапана растет в зависимости от конечного давления сжатия воздуха, что происходит из-за повышения удельного веса воздуха, протекающего через клапан при больших давлениях, и из-за уменьшения продолжи-

тельности нагнетания при больших давлениях конца сжатия. Последнее обстоятельство влияет на увеличение сопротивления клапана от инерции движущихся частей.



Фиг. 44. Изменение подачи компрессора, объемного коэффициента и коэффициента подачи в зависимости от конечного давления сжатия воздуха в компрессоре.

На фиг. 45 представлено изменение показателей средних политроп сжатия и расширения в зависимости от конечного давления сжатия. С увеличением давления показатель политропы

Таблица 3

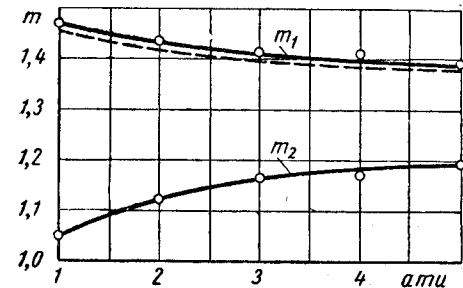
Результаты испытаний компрессора при различных давлениях конца сжатия и при числе оборотов 450 в минуту (средние значения по четырем цилиндрам)

Показатели	Обозначение	При давлении p_2 конца сжатия в атм				
		1	2	3	4	5
Максимальное сопротивление клапанов:						
нагнетательного	Δp_n	0,57	0,66	0,66	0,75	0,75
всасывающего	Δp_v	0,31	0,31	0,34	0,31	0,32
Показатель политропы:						
линии сжатия	m_1	1,46	1,43	1,41	1,41	1,39
линии расширения	m_2	1,05	1,12	1,17	1,17	1,19
Среднее индикаторное давление в кг/см²	p_i	1,128	1,555	1,800	2,033	2,252
Среднее индикаторное давление потерь в клапанах в кг/см²:						
нагнетательном	p_{in}	0,199	0,158	0,137	0,109	0,074
всасывающем	p_{iv}	0,216	0,222	0,155	0,126	0,127

сжатия уменьшается, а показатель линии расширения увеличивается. Уменьшение показателя политропы сжатия происходит из-за увеличения температуры конца сжатия.

Как известно, показатель адиабаты для воздуха уменьшается с увеличением температуры. Если сравнить значение политропы сжатия с показателем адиабаты для воздуха при соответствующих температурах конца сжатия, то изменение пока-

зателя линии расширения будет происходить аналогично изменению показателя адиабаты, показанному на фиг. 45 штриховой линией. Увеличение показателя политропы расширения при увеличении конечного давления сжатия объясняется тем, что в объеме вредного пространства при больших давлениях остается большее весовое количество воздуха.



Фиг. 45. Зависимость средних показателей линий сжатия и расширения от конечного давления сжатия воздуха в компрессоре.

связана с коэффициентом подачи уравнением

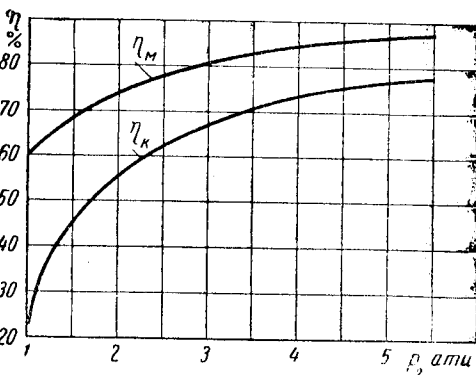
$$G = \lambda \frac{60FSn}{v_0} z \text{ кг/час,} \quad (34)$$

где z — число цилиндров компрессора;
 v_0 — удельный объем воздуха в $\text{м}^3/\text{кг}$;
 S — ход поршня в м ;
 F — площадь поршня в м^2 .

На фиг. 44 показано изменение коэффициента подачи в зависимости от давления сжатого воздуха в ресивере после компрессора. Изменение коэффициента подачи λ имеет тот же характер, что и изменение объемного коэффициента λ_c и подачи G компрессора. При известном объемном коэффициенте величина коэффициента подачи может быть найдена по известной формуле

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w \lambda_{dp} \lambda_y, \quad (35)$$

где λ_c — объемный коэффициент;
 λ_w — коэффициент, учитывающий уменьшение подачи вследствие подогрева воздуха при всасывании;



Фиг. 46. Изменение к. п. д. компрессора в зависимости от конечного давления сжатия.

λ_y — коэффициент, учитывающий утечку воздуха;
 λ_{dp} — коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение давления воздуха в момент начала сжатия по сравнению с давлением воздуха перед всасывающим клапаном.

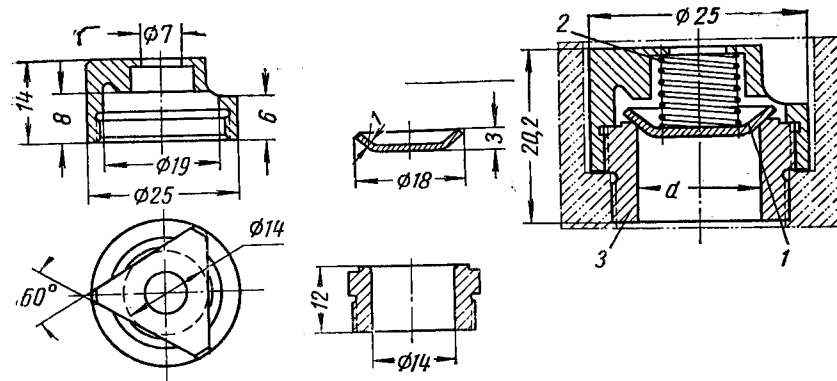
В хорошо выполненных компрессорах можно принимать

$$\lambda_w \lambda_{dp} \lambda_y = 0,95.$$

Изменение к. п. д. компрессора и механического к. п. д. в зависимости от давления конца сжатия показано на фиг. 46. При увеличении давления сжатия воздуха в компрессоре его к. п. д. повышается. Это свидетельствует о том, что при максимальных давлениях сжатия работа компрессора становится наиболее экономичной.

§ 10. КОНСТРУКЦИИ АВТОМАТИЧЕСКИХ КЛАПАНОВ

В комбинированных двигателях компрессор работает при сравнительно больших числах оборотов, поэтому к клапанам компрессора предъявляются особые требования. Здесь могут применяться три вида клапанов: колпачковые, полосовые и пружинные.



Фиг. 47. Конструкция колпачкового клапана:
1 — колпачок; 2 — пружина; 3 — седло.

Конструкция колпачкового клапана показана на фиг. 47. Клапан состоит из колпачка 1, нагруженного пружиной 2, которая прижимает колпачок клапана к седлу 3. В процессе нагнетания сжатый воздух приподнимает колпачок. Максимальный подъем клапана ограничен упором. На фиг. 47 показаны основные размеры колпачкового клапана. Усилие пружины при закрытом клапане составляет 900 кг/м^2 , при открытом клапане 1400 кг/м^2 . Усилие пружины отнесено к площади проходного сечения седла.

Максимальный подъем колпачкового клапана может быть

откуда

$$\frac{\pi d^2}{4} = \pi d h_{\max},$$

$$h_{\max} = \frac{d}{4} . \quad (36)$$

В качестве впускного клапана применяется тот же клапан, но установленный в перевернутом положении. Для получения нужного проходного сечения на цилиндр компрессора устанавливают несколько клапанов. Общее проходное сечение клапачковых клапанов может быть найдено по формуле

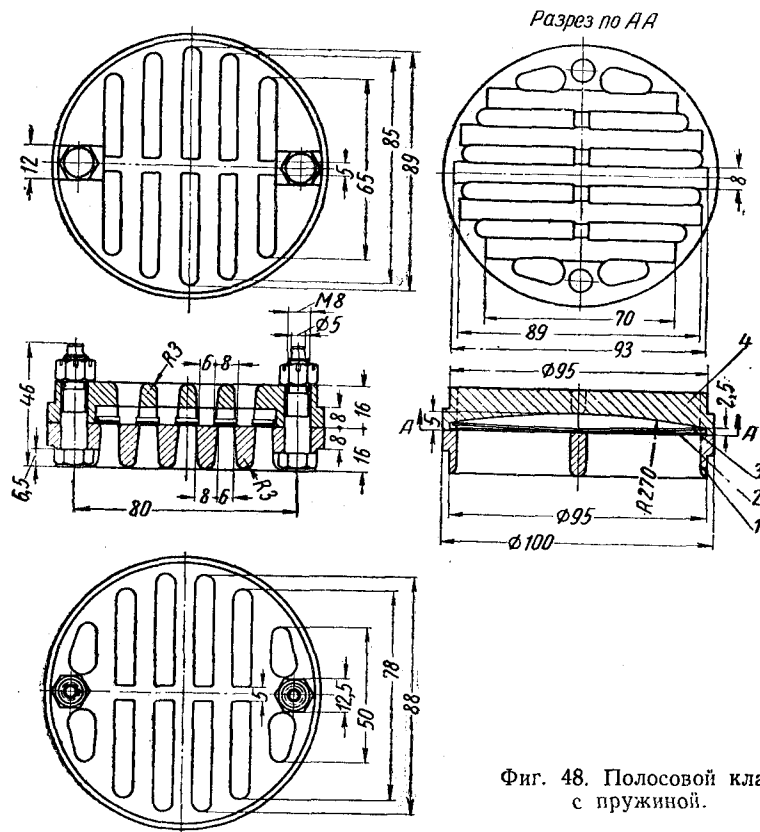
$$f = \frac{\pi d^2}{4} z, \quad (37)$$

Колпачковые клапаны хорошо работают при высоких числах оборотов. В последнее время они получили большое распространение в дизель-компрессорах со свободно движущимися поршнями.

Полосовые клапаны в настоящее время получили большое распространение и применяются в генераторах газа со свободно-движущимися поршнями.

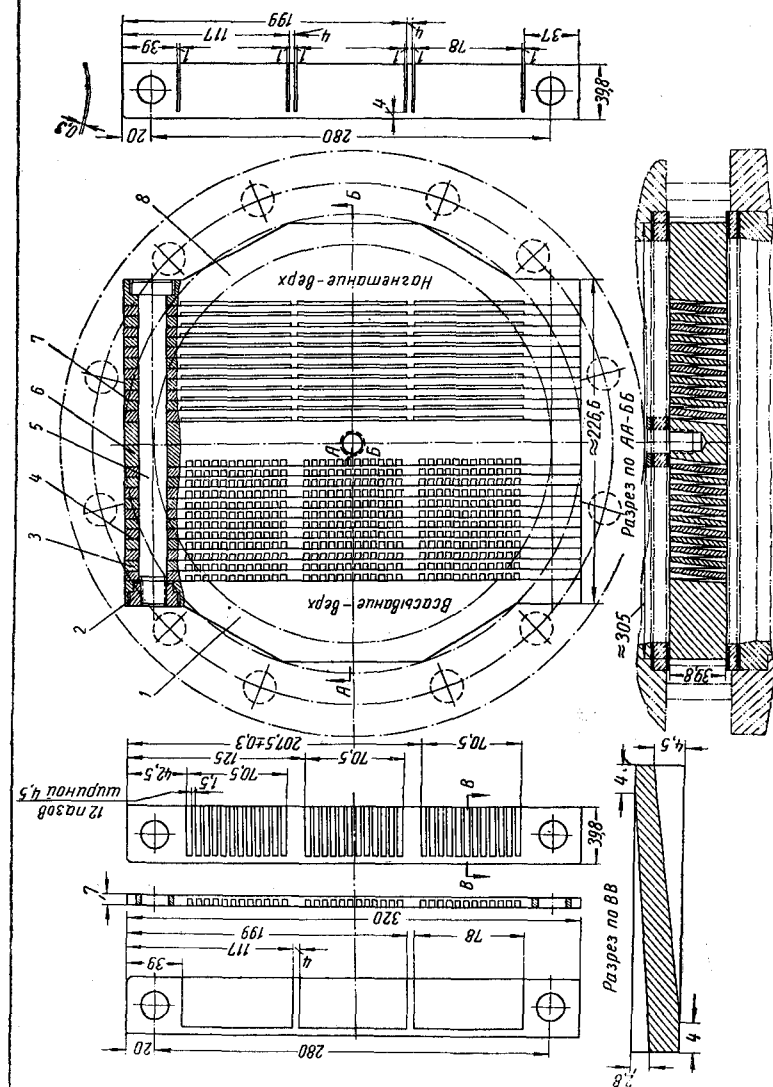
Наиболее прогрессивными в настоящее время являются прямоточные клапаны, которые сравнительно недавно стали применяться для компрессоров. По сравнению с другими типами:

На фиг. 49 представлена конструкция впускного и нагнетательного прямооточных клапанов. Клапан состоит из двух плит 1



Фиг. 48. Полосовой клапан
с пружиной.

и 8, между которыми расположены седла 3 и пластины 4 впускных клапанов и аналогичные седла и пластины 7 нагнетательных клапанов. Впускная и нагнетательная часть клапанов разделена промежуточной плитой 6, которая по боковым граням обработана так же, как и седла 3 клапанов. Каждое седло выполнено в виде латунных прямоугольных пластин с пазами. С одной стороны седло имеет 36 пазов для прохода воздуха, с другой стороны — 3 широких паза, в которые отклоняются соответствующие части пластины 7. Все плиты клапана собираются вместе с седлами и пластинами и стягиваются болтом 5 и гайкой 2. При этом каждая пластина клапана оказывается зажатой между двумя седлами.



Фиг. 49. Прямоточный впускной и нагнетательный клапаны:

1 и 8 — плиты; 2 — гайка; 3 — седла; 4 — пластины всасывающих клапанов; 5 — болт; 6 — промежуточная плата; 7 — пластины нагнетательных клапанов.

Рассмотрим действие впускного клапана. При ходе поршня в цилиндре образуется разрежение. Пластины впускного клапана своими нижними концами отклоняются влево в широкие пазы, которые имеются у каждого седла. При этом воздух проходит через 36 пазов для прохода воздуха, расположенные сверху справа от пластины, и поступает в цилиндр через нижние широкие пазы седла, расположенного слева от пластины клапана.

Нагнетательный клапан образуется из тех же седел, но только узкие пазы седел направлены вниз, а широкие вверх.

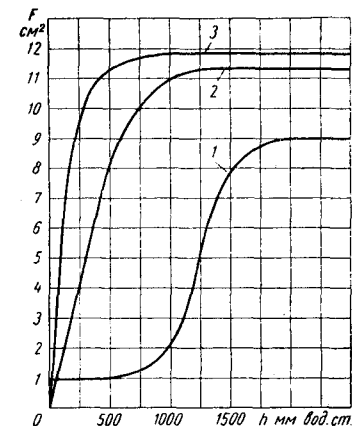
Пластины клапана изготавливаются из стали У8А по ГОСТу 1435-54. Для впускного клапана применяется стальная лента 2П-Т-Ш-К 0,25 × 40, ГОСТ 2614-54. Для нагнетательного клапана применяется такая же лента толщиной 0,3 мм. Выпускаемые заводом ленты для пластин имеют некоторую желобчатость. Она является допустимой, но при обязательном условии, что при сборке клапана вогнутая сторона пластины будет обращена к стороне седла с поперечными пазами шириной 4,5 мм.

Прямоточные клапаны работают хорошо только при правильной сборке и установке клапана на компрессоре. По сравнению с другими типами клапанов прямоточные клапаны требуют более высокого качества изготовления.

Сравнивать работу отдельных клапанов можно по их статическим характеристикам. На фиг. 50 представлены характеристики колпачкового клапана (кривая 1), полосового (кривая 2) и прямоточного (кривая 3). Статические характеристики дают представление об эквивалентном проходном сечении в зависимости от давления воздуха при продувке клапана в специальной камере [22].

Определение эквивалентной площади производилось из условия равенства весового количества воздуха, протекающего через диафрагму и через клапан.

Статическая характеристика каждого клапана состоит из восходящей части, которая соответствует изменению эквивалентной площади в момент открытия, и горизонтального участка, соответствующего максимально открытому клапану. Чем левее начинается прямолинейный участок, тем меньшее сопротивление оказывает клапан при полном его открытии.



Фиг. 50. Сравнительные характеристики клапанов:
1 — колпачковый; 2 — полосовой;
3 — прямоточный.

Кривая 1, характеризующая колпачковый клапан, свидетельствует о неплотности его при росте давления от нуля до 750 мм вод. ст., что объясняется недостаточной притиркой колпачков к седлу клапана.

Характеристика полосового клапана 2 свидетельствует о его плотности и меньшем сопротивлении по сравнению с колпачковым клапаном. Характеристика прямооточного клапана начинается от нуля и идет резко вверх, что свидетельствует об очень малом сопротивлении клапана по сравнению с другими типами клапанов.

ГЛАВА III

РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 11. ВВЕДЕНИЕ

Рассмотрение индикаторной диаграммы четырехтактного генератора газов (см. фиг. 3) позволяет сделать важный вывод: давление генерированных газов может быть больше давления воздуха после зарядного компрессора за счет нагнетательного действия поршня при ходе выпуска. Практически давление газов может в 2—3 раза превышать давление воздуха.

В двухтактном механическом генераторе сжатых газов давление генерированных газов определяется давлением продувочного воздуха. При этом максимальное давление газов при поршневом компрессоре ограничено максимальным давлением воздуха, которое может быть получено в одноступенчатом компрессоре. Практически в одноступенчатом компрессоре давление конца нагнетания не превышает 6—7 ата. Из-за потерь части давления воздуха при продувке в двухтактном механическом генераторе максимальное давление генерированных газов может быть порядка 6 ата.

Для тепловозов с механическими генераторами сжатых газов большой интерес представляет четырехтактный генератор газов, который позволяет спроектировать тепловоз с поршневыми расширительными машинами меньших размеров, чем при двухтактном генераторе газов.

Четырехтактный комбинированный двигатель превращается в механический генератор сжатых газов в том случае, когда мощность цилиндра сгорания равна мощности, затрачиваемой на компрессор. При постоянном давлении сжатого воздуха после компрессора мощность компрессора остается постоянной. Мощность цилиндра сгорания при постоянном давлении воздуха после компрессора может изменяться в соответствии с тем количеством топлива, которое вводится в цилиндр. При большой подаче топлива мощность цилиндра сгорания оказывается больше мощности, необходимой для привода компрессора. В этом слу-

чае мощность комбинированного двигателя реализуется как с вала турбины, так и с коленчатого вала машины.

Расчет комбинированного четырехтактного двигателя начнем с определения среднего индикаторного давления, необходимого для привода компрессора.

§ 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО ИНДИКАТОРНОГО ДАВЛЕНИЯ, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрим расчет четырехтактного комбинированного двигателя, генерирующего сжатый газ с давлением, примерно равным давлению воздуха после компрессора. При этом работа, изображаемая положительной площадью индикаторной диаграммы цилиндра сгорания, расходуется на сжатие воздуха в зарядном компрессоре и на механические потери в самом цилиндре сгорания.

Мощность цилиндра сгорания четырехтактного генератора газов определяется по формуле

$$N = \frac{10^4 p_i V_h n \eta_m}{60 \cdot 75 \cdot 2} i \text{ л. с.}, \quad (38)$$

где p_i — среднее индикаторное давление цилиндра сгорания в кг/см^2 ;

V_h — рабочий объем цилиндра сгорания в м^3 ;

n — число оборотов в минуту;

η_m — механический к. п. д.;

i — число цилиндров сгорания.

Эта мощность затрачивается на привод зарядного компрессора, мощность которого

$$N_k = G_c \frac{m_1}{m_1 - 1} \frac{RT_0}{75 \eta_k} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \text{ л. с.}, \quad (39)$$

где G_c — количество воздуха, подаваемого компрессором, в кг/сек ;

m_1 — показатель политропы сжатия в компрессоре;

p_0 и p_k — давление воздуха в цилиндре компрессора в начале и конце сжатия в кг/см^2 ;

T_0 — температура начала сжатия в компрессоре в $^\circ \text{абс.}$;

η_k — к. п. д. компрессора, определяемый по формуле (32).

Температура в конце сжатия в компрессоре

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}}. \quad (40)$$

Удельный объем сжатого воздуха

$$v_k = \frac{RT_k}{10^4 p_k} \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (41)$$

Количество воздуха, необходимого для наполнения цилиндров сгорания механического генератора газов в течение одной секунды,

$$G_c = \frac{\eta_v V_h i n}{60 \cdot 2 v_k} = \frac{\eta_v V_h i n p_k 10^4}{60 \cdot 2 RT_k}, \quad (42)$$

где η_v — коэффициент наполнения (подачи) четырехтактного механического генератора газов;

i — число цилиндров сгорания простого действия.

Процесс зарядки цилиндра воздухом зависит от гидравлических потерь при впуске и от тепловой напряженности рабочего процесса, определяемой нагрузкой. В результате влияния этих факторов действительное количество поступившего в цилиндр воздуха меньше теоретического, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра V_h при давлении и температуре окружающей среды. Отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме при давлении и температуре окружающей среды, называется коэффициентом подачи [15].

Такое определение коэффициента подачи применяется для расчета двигателей внутреннего сгорания без наддува. При переходе к двигателю с наддувом и к механическим генераторам газов необходимо вложить в понятие коэффициента подачи несколько иной смысл. За окружающую среду следует принять среду с давлением p_k и температурой T_k воздуха после компрессора.

В дальнейшем под коэффициентом подачи η_v будем понимать отношение действительного количества воздуха, поступившего в цилиндр сгорания, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме при давлении p_k и температуре T_k после компрессора.

Определенный таким образом коэффициент подачи может быть найден по формуле

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma}, \quad (43)$$

где ε — степень сжатия в цилиндре сгорания;

γ — коэффициент остаточных газов;

p_a и T_a — давление и температура начала сжатия в цилиндре сгорания механического генератора газов.

Температура воздуха в начале сжатия в цилиндре сгорания

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma}, \quad (44)$$

где ΔT — величина подогрева воздуха от горячих стенок цилиндра при впуске в ° абс.;

T_r — температура остаточных газов в ° абс.

Формула (43) коэффициента подачи может быть представлена иначе, если в ее знаменатель вместо произведения $T_a(1 + \gamma)$ подставить равную величину $T_k + \Delta T + \gamma T_r$:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}. \quad (45)$$

Для четырехтактных цилиндров сгорания коэффициент остаточных газов может быть вычислен аналитически.

Воздух, поступающий в цилиндр сгорания из компрессора при температуре T_k и давлении p_k , занимает объем

$$\eta_v V_h.$$

Если привести этот объем к температуре T_a и давлению p_a начала сжатия в цилиндре сгорания, то объем воздуха

$$V_a = \eta_v V_h \frac{T_a}{T_k} \frac{p_k}{p_a} \text{ м}^3.$$

Для четырехтактного генератора газов остаточные газы при давлении p_r и температуре T_r занимают объем пространства сжатия $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$. Если привести объем остаточных газов к давлению и температуре начала сжатия,

$$V_r = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \frac{p_r}{p_a} \frac{T_a}{T_r} \text{ м}^3.$$

Коэффициент остаточных газов есть отношение объема остаточных газов к объему свежего воздуха:

$$\gamma = \frac{V_r}{V_a} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r}{p_k} \frac{T_k}{T_r}. \quad (46)$$

Совместное решение уравнений (45) и (46) дает значения коэффициентов остаточных газов и подачи для четырехтактных механических генераторов сжатых газов:

$$\eta_v = \frac{\varepsilon p_a - p_r}{(\varepsilon - 1) p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T}; \quad (47)$$

$$\gamma = \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \frac{T_k + \Delta T}{T_r}. \quad (48)$$

Давление начала сжатия в цилиндре сгорания будет меньше давления воздуха после компрессора на величину гидравлических потерь во впускных клапанах:

$$p_a = p_k - \frac{\gamma_s}{10^4 \cdot 2g} (1 + \xi) \left(\frac{S n}{30} \right)^2 \left(\frac{F}{f} \right)^2 \text{ кг/см}^2, \quad (49)$$

где $\gamma_s = \frac{10^4 p_k}{R T_k}$ — удельный вес воздуха после компрессора

в кг/м³;

ξ — коэффициент сопротивления впускной системы, равный примерно 6;

S — ход поршня цилиндра сгорания в м;

F — площадь поршня в м²;

f — площадь проходного сечения впускных клапанов цилиндра сгорания в м²;

g — ускорение свободного падения в м/сек².

При работе механического генератора газов мощность цилиндра сгорания полностью поглощается работой компрессора. Из уравнений (38) и (39)

$$\frac{10^4 p_i V_h n \eta_m i}{60 \cdot 75 \cdot 2} = G_c \frac{m_1}{m_1 - 1} \frac{R T_0}{75 \eta_k} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right].$$

Подставив в последнее выражение количество воздуха по уравнению (42), получим после сокращения формулу для определения среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания механического генератора газов:

$$p_i = \frac{\eta_v}{\eta_m \eta_k} \frac{p_k T_0}{T_k} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right].$$

Это уравнение может быть упрощено подстановкой значения коэффициента наполнения по формуле (47):

$$p_i = \frac{1}{\eta_k \eta_m} \frac{\varepsilon p_a - p_r}{\varepsilon - 1} \frac{T_0}{T_k + \Delta T} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right]. \quad (50)$$

Последняя формула дает зависимость среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания четырехтактного механического генератора газов от давления воздуха после зарядного компрессора p_k . Давление воздуха после компрессора ограничено максимальным давлением, которое может быть получено при сжатии воздуха в одноступенчатом поршневом компрессоре. По условиям надежной работы смазки максимальная температура сжатого воздуха в поршневом одноступенчатом компрессоре не должна превышать 200—230°C. В компрессоре с водя-

ным охлаждением стенок цилиндра максимальное давление сжатия в одной ступени при этом условии достигает 6—7 *ата*.

Пример. Определим величину среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания четырехтактного механического генератора газов, необходимую для привода компрессора при следующих условиях:

Давление p_k сжатия воздуха в зарядном компрессоре	
в <i>ата</i>	6,8
Степень сжатия ϵ в цилиндре сгорания	9
К. п. д. η_k компрессора	0,8
Механический к. п. д. η_m	0,9
Давление p_0 окружающего воздуха в <i>ата</i>	1
Температура T_0 воздуха в ° абс.	293

Генератор газов имеет шесть цилиндров сгорания и шесть цилиндров компрессора.

Для определения среднего индикаторного давления по формуле (50) будем считать показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре $m_1 = 1,41$ и величину подогрева воздуха за счет соприкосновения с горячими стенками цилиндра сгорания $\Delta T = 10^\circ$.

Удельный вес воздуха после компрессора с учетом формулы (40)

$$\gamma_s = \frac{10^4 p_k}{RT_k} = \frac{68\,000}{29,27 \cdot 503} = 4,62 \text{ кг/м}^3.$$

Примем среднюю скорость поршня в цилиндре сгорания механического генератора газов тепловозного типа $\frac{Sn}{30} = 6 \text{ м/сек}$ и отношение площади поршня к максимальному проходному сечению клапанов $\frac{F}{f} = 8$. При этих данных давление начала сжатия в цилиндре сгорания по формуле (49)

$$p_a = p_k - \frac{\gamma_s}{10^4 \cdot 2g} (1 + \zeta) \left(\frac{Sn}{30} \right)^2 \left(\frac{F}{f} \right)^2 =$$

$$= 6,8 - \frac{4,62}{10^4 \cdot 2 \cdot 9,81} (1 + 6) 6^2 \cdot 8^2 = 6,4 \text{ кг/см}^2.$$

Потери давления в выпускной системе в первом приближении можно считать равными потерям давления во впускной системе. При этом предположении давление генерированных газов будет равно $p_r = 6,0 \text{ кг/см}^2$.

Подставляя все известные величины в формулу (50), получим значение среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания механического генератора газов:

$$p_i = \frac{1}{0,8 \cdot 0,9} \frac{9 \cdot 6,4 - 6,0}{9 - 1} \frac{293}{503 + 10} \frac{1,41}{1,41 - 1} \left[\left(\frac{6,8}{1,0} \right)^{\frac{1,41 - 1}{1,41}} - 1 \right] = 13,1 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее индикаторное давление по формуле (50) должно быть обеспечено в цилиндре сгорания четырехтактного механического генератора газов. Величина среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания при заданном давлении начала сжатия и степени сжатия зависит от количества топлива, подаваемого на цикл. Количество воздуха в цилиндре сгорания при этом постоянно, и изменение величины коэффициента избытка

воздуха осуществляется только изменением подачи топлива. При этом возможны три режима работы механического генератора газов:

1. При малой величине коэффициента избытка воздуха среднее индикаторное давление превышает потребное среднее индикаторное давление для привода зарядного компрессора. В этом случае с вала механического генератора может быть снята избыточная мощность, а сам механический генератор газа превращается в двигатель с высоким наддувом с использованием энергии выпускных газов в расширительной машине.

2. При равенстве среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания потребному среднему индикаторному давлению для привода компрессора механический генератор газов всю энергию вырабатывает в виде сжатых газов, используемых в расширительной машине.

3. При меньшем значении среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания по сравнению с потребным средним индикаторным давлением для привода зарядного компрессора недостаток мощности для привода компрессора покрывается за счет работы расширительной машины.

Для получения того или иного режима работы механического генератора газов необходимо найти зависимость среднего индикаторного давления цилиндра сгорания от коэффициента избытка воздуха. Такая зависимость может быть получена только в результате теплового расчета цилиндра сгорания.

§ 13. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРА СГОРАНИЯ

Температура начала сжатия в цилиндре сгорания механического генератора газов определяется по формуле (44), а давление по формуле (49).

После закрытия впускных клапанов в четырехтактном генераторе газов начинается процесс сжатия воздуха. В начальный период температура свежего воздуха ниже температуры стенок цилиндра и днища поршня. Тепло от горячих частей цилиндра сгорания переходит в сжимаемый воздух. Процесс сжатия происходит с показателем, большим адиабатического. По мере сжатия температура воздуха будет повышаться и в какой-то момент достигнет температуры стенок цилиндра. В этот момент времени процесс сжатия происходит адиабатически, т. е. без теплообмена. Дальнейшее повышение температуры воздуха при сжатии меняет направление теплообмена. Тепло от горячего воздуха передается к более холодным стенкам. Соответственно этому показатель политропы сжатия становится меньше адиабатического показателя. Суммарный теплообмен за весь процесс сжатия очень незначителен, поэтому при тепловом расчете генератора газов можно принять процесс сжатия за адиабатический.

Показатель истинной адиабаты k равен отношению истинной теплоемкости при постоянном давлении mc_p к истинной теплоемкости при постоянном объеме:

$$k = \frac{mc_p}{mc_v}. \quad (51)$$

Для определения теплоемкостей воспользуемся законом теплоемкостей проф. А. Н. Шелеста [28]; согласно этому закону молекулярные теплоемкости всех тел природы изменяются прямо пропорционально числу атомов в молекуле

$$mc_v = z\alpha c_v, \quad (52)$$

где z — число атомов в молекуле;

αc_v — величина атомной теплоемкости.

Основные уравнения атомных теплоемкостей для всех газов и паров имеют следующий вид:

истинная теплоемкость

$$\alpha c_v = 0,9925 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 1 \right); \quad (53)$$

средняя теплоемкость от 0 до T° абс.

$$\alpha c_{v_0}^T = 0,9925 \ln \frac{T}{98,1}; \quad (54)$$

средняя теплоемкость от t_1 до t_2

$$\alpha c_{v_{t_1}}^{t_2} = 0,9925 \left(\frac{T_2}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_2}{98,1} - \frac{T_1}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_1}{98,1} \right). \quad (55)$$

Для удобства подсчетов и быстрых прикидок величины атомных теплоемкостей газов приведены на фиг. 51.

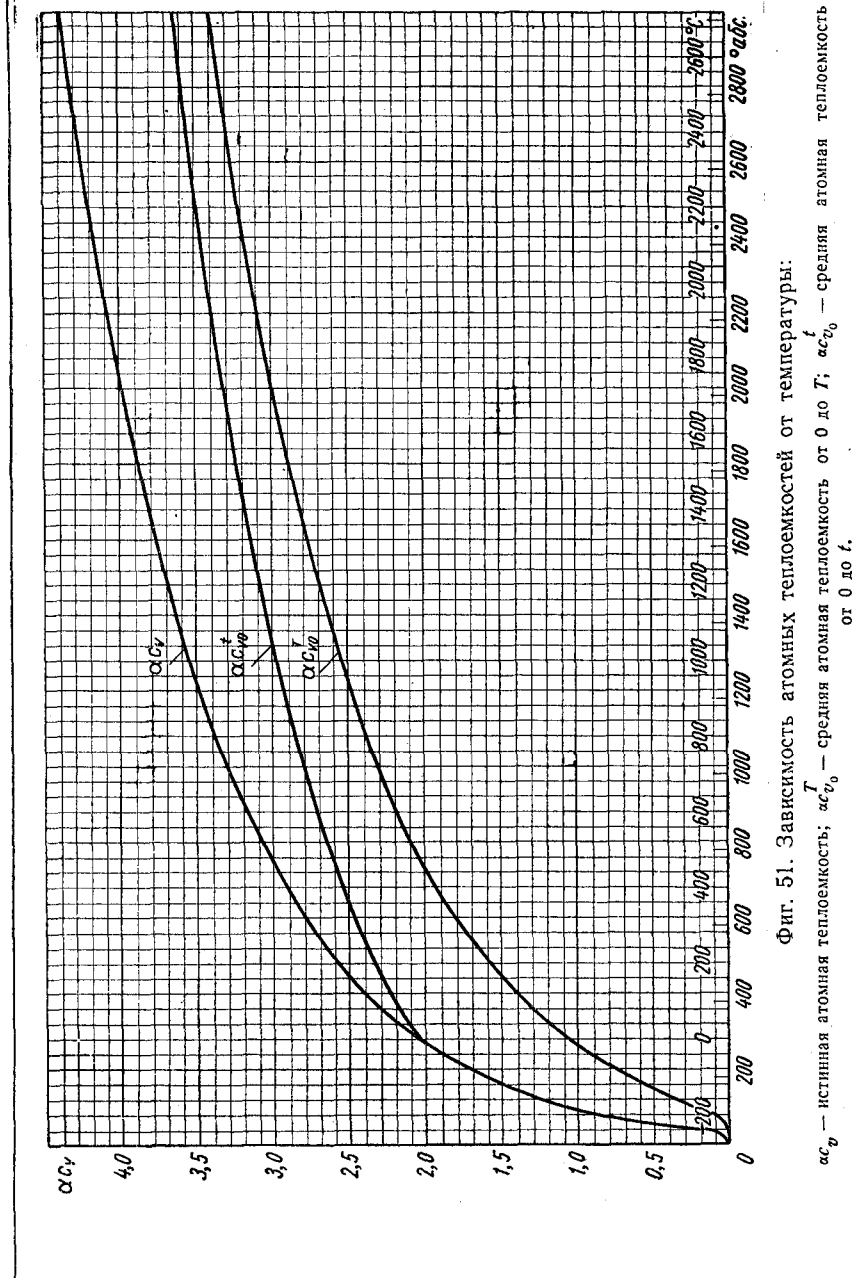
Теплоемкость при постоянном давлении определяется по формуле

$$mc_p = mc_v + mAR = mc_v + 1,985. \quad (56)$$

Подставляя в формулу (51) значения теплоемкостей по формулам (53) и (56), получим

$$k = 1 + \frac{2}{z \left(\ln \frac{T}{98,1} + 1 \right)}. \quad (57)$$

Воздух состоит из двухатомных газов, поэтому $z = 2$. На фиг. 52 построена зависимость показателя адиабаты для воздуха от температуры. Кривая указывает на значительную зависимость показателя адиабаты от температуры. Для механических генераторов газов, у которых во время сжатия температура воздуха становится высокой, при тепловом расчете должно быть учтено



Фиг. 51. Зависимость атомных теплоемкостей от температуры.

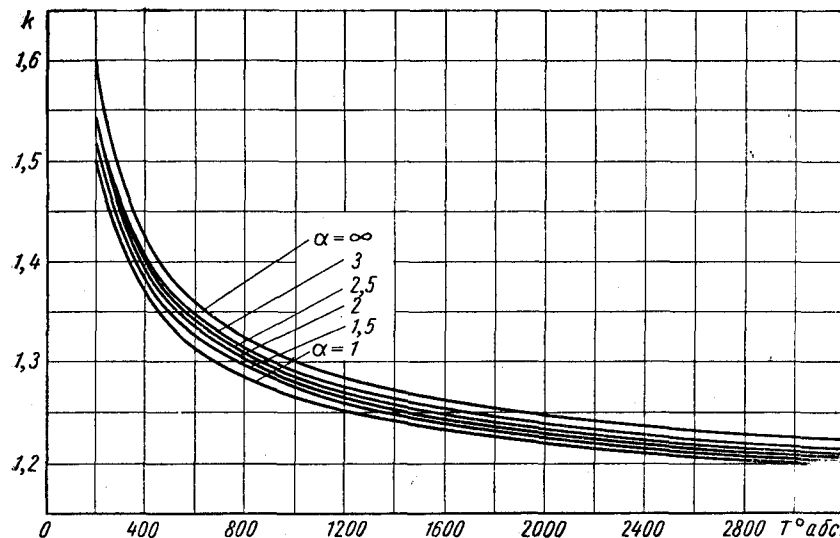
αc_v — истинная атомная теплоемкость; $\alpha c_{v_0}^T$ — средняя атомная теплоемкость от 0 до T ; $\alpha c_{v_{t_1}}^{t_2}$ — средняя атомная теплоемкость от t_1 до t_2 .

изменение показателя адиабатического сжатия для воздуха от температуры. Это производится следующим образом.

Температура конца сжатия T_c определяется по формуле

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (58)$$

где n_1 — показатель политропы сжатия в цилиндре сгорания.



Фиг. 52. Зависимость показателя адиабаты для воздуха и продуктов сгорания от температуры.

Для расчета удобно задаться величиной температуры T_c в конце сжатия. После этого находят среднюю температуру при сжатии воздуха в цилиндре сгорания:

$$T_{cp} = \frac{T_a + T_c}{2},$$

по которой с помощью фиг. 52 находят показатель адиабаты, принимаемый нами за средний показатель линии сжатия в цилиндре сгорания. Найдя показатель, по формуле (58) вычисляют температуру конца сжатия, которая не должна отличаться в третьем знаке от первоначально принятой величины T_c . В противном случае следует сделать перерасчет.

Определение показателя политропы сжатия производилось в предположении, что в цилиндре сгорания сжимается чистый воздух, т. е. без учета коэффициента остаточных газов. Доказано, что влияние остаточных газов столь незначительно, что ими можно пренебречь при определении показателя линии сжатия [33].

Давление конца сжатия находится по формуле

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (59)$$

Моторное топливо среднего состава (86,4% C; 12,6% H, 1,0% O) обладает низшей теплотворностью

$$Q_u = 10\,000 \text{ ккал/кг};$$

теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,209} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,494 \text{ кгмоль/кг}.$$

Состав продуктов сгорания в кгмоль/кг определяется для различных значений коэффициента избытка воздуха по формулам:

углекислый газ

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12};$$

водяной пар

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}; \quad (60)$$

кислород

$$M_{O_2} = 0,209 (\alpha - 1) L_0;$$

азот

$$M_{N_2} = 0,791 \alpha L_0,$$

где α — коэффициент избытка воздуха.

Общее количество продуктов сгорания 1 кг топлива

$$\sum M = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}. \quad (61)$$

При сгорании топлива происходит изменение числа молей. Коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha L_0} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0}. \quad (62)$$

Теплоемкость смеси газов после сгорания

$$(mc_v)_{смеси} = \sum r_i (m_i c_{v_i}), \quad (63)$$

где r_i — объемные доли водяного пара, углекислого газа, кислорода и азота в продуктах сгорания;

$m_i c_{v_i}$ — соответствующие молекулярные теплоемкости.

В случае применения теплоемкостей профессора А. Н. Шелеста расчет теплоемкости продуктов сгорания может быть упрощен. Для этого в формулу (63) подставим значение молекулярной теплоемкости по формуле (52):

$$(mc_v)_{\text{смеси}} = \sum r_i (zac_v).$$

Атомная теплоемкость есть величина постоянная для всех газов и может быть вынесена за знак суммы. Число атомов в молекулах воды и углекислого газа равно трем, а в молекулах кислорода и азота — двум. На основании этого можно написать

$$\begin{aligned} (mc_v)_{\text{смеси}} &= ac_v \sum r_i z_i = \\ &= ac_v \left(3 \frac{M_{\text{CO}_2}}{\sum M} + 3 \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{\sum M} + 2 \frac{M_{\text{O}_2}}{\sum M} + 2 \frac{M_{\text{N}_2}}{\sum M} \right). \end{aligned}$$

Выражение в скобках представляет кажущееся число атомов продуктов сгорания

$$z = \frac{3(M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}}) + 2(M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2})}{\sum M}. \quad (64)$$

Для нахождения теплоемкости продуктов сгорания достаточно найти кажущееся число атомов по формуле (64) и умножить на величину атомной теплоемкости по формулам (53) или (54).

В табл. 4 приведены составы продуктов сгорания, коэффициенты молекулярного изменения и кажущееся число атомов продуктов сгорания для различных коэффициентов избытка воздуха.

Таблица 4

Состав продуктов сгорания для жидкого топлива (нормального состава)

α	M_{CO_2}	$M_{\text{H}_2\text{O}}$	M_{O_2}	M_{N_2}	$\sum M$	μ_0	z
1,0	0,072	0,063	0	0,391	0,526	1,065	2,25
1,5	0,072	0,063	0,052	0,586	0,773	1,043	2,17
2,0	0,072	0,063	0,103	0,782	1,020	1,032	2,13
2,5	0,072	0,063	0,155	0,980	1,270	1,026	2,11
3,0	0,072	0,063	0,206	1,170	1,511	1,022	2,09
3,5	0,072	0,063	0,258	1,370	1,763	1,020	2,08

Температура T_z конца видимого сгорания определяется из уравнения теплового баланса при сгорании топлива:

$$\frac{\xi Q_n}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} + (2ac_v^{T_c} + 1,985\lambda) T_c = \mu T_z (zac_v^{T_z} + 1,985), \quad (65)$$

где ξ — коэффициент выделения тепла в процессе видимого сгорания;

$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}$ — действительный коэффициент молекулярного изменения;

λ — степень повышения давления.

Уравнение (65) не может быть решено аналитически относительно неизвестной температуры конца видимого сгорания, так как в первую его часть входит выражение теплоемкости при неизвестной температуре T_z .

Практически уравнение (65) решается путем вычисления левой части и подбором такой температуры T_z , чтобы правая часть последнего уравнения равнялась левой. Последнюю операцию удобно выполнять графически.

На фиг. 116 дана номограмма для определения температуры T_z .

Процесс расширения продуктов сгорания начинается с точки z индикаторной диаграммы цилиндра сгорания. Практически сгорание не заканчивается в точке z , а продолжается и при расширении продуктов сгорания. При расширении продуктов сгорания по линии zv (фиг. 53) происходит значительный отвод тепла от горячих газов через стенки цилиндра в охлаждающую воду. При простом расширении газов с одновременным интенсивным отводом тепла процесс расширения должен был бы происходить с показателем, меньшим, чем показатель адиабаты для продуктов сгорания. При тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания обычно считают, что догорание топлива по линии расширения полностью компенсирует отдачу тепла в охлаждающую воду через стенки цилиндра и утечки газа. При таком предположении процесс политропического расширения газа с переменным показателем политропы расширения заменяется адиабатическим процессом с постоянным показателем. Часто упрощения оказываются достаточными.

Средний показатель адиабаты расширения $k_2 = n_2$ определяется аналогично показателю линии сжатия k_1 . Для удобства практических расчетов на фиг. 52 по формуле (57) построены линии изменения показателя адиабаты в зависимости от температуры для воздуха и различных продуктов сгорания моторного топлива нормального состава при различных коэффициентах избытка воздуха (от $\alpha = 1$ до $\alpha = \infty$).

Практически показатель политропы расширения определяют следующим образом.

По уравнению (65) находят температуру T_z начала расширения газов. Незвестную температуру конца расширения находят приблизительно, предварительно задавшись показателем линии расширения в пределах $n_2 = 1,20 \div 1,27$. Для нахождения температуры конца расширения определяют:

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} \quad (66)$$

и степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (67)$$

Температуру конца расширения находят по формуле

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}; \quad (68)$$

по средней температуре линии расширения

$$T_{cp} = \frac{T_z + T_b}{2}$$

находим с помощью фиг. 52 показатель линии расширения для работы цилиндра сгорания при соответствующем коэффициенте избытка воздуха. После этого находим действительную температуру конца расширения по формуле (68) и давление в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (69)$$

Данная методика определения показателя линии расширения хорошо согласуется с результатами тщательного исследования работы четырехтактного дизеля, проведенного в Тепловозной лаборатории МВТУ [23].

Среднее индикаторное давление цилиндра сгорания четырехтактного механического генератора газов находится по известной формуле:

$$p_i = \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (70)$$

В основу определения среднего индикаторного давления по последней формуле была положена теоретическая индикаторная диаграмма. Процесс сгорания по теоретической диаграмме происходит при постоянном объеме и при постоянном давлении, а очистка цилиндра при постоянном объеме. Действительная индикаторная диаграмма характеризуется плавным протеканием

линии сгорания и очистки. Благодаря этому площадь действительной диаграммы оказывается меньше площади теоретической диаграммы. Это уменьшение среднего индикаторного давления учитывается коэффициентом φ_n полноты диаграммы:

$$p_{id} = \varphi_n p_i.$$

Для четырехтактных цилиндров сгорания механического генератора газов значения коэффициента полноты диаграммы могут быть взяты в пределах $\varphi_n = 0,92 \div 0,95$.

Пример. Найти среднее индикаторное давление цилиндра сгорания четырехтактного механического генератора газов при следующих данных:

Степень сжатия ε	9
Давление p_k воздуха после компрессора в <i>ата</i>	6,8
Давление p_a начала сжатия в <i>ата</i>	6,4
Давление p_z генерированных газов в <i>ата</i>	6,0
Степень повышения давления λ	1,1
Коэффициент избытка воздуха α	2
Температура T_k воздуха после компрессора в ° абс.	503
Теплотворная способность Q_H топлива в <i>ккал/кг</i>	10 000
Коэффициент выделения тепла ξ	0,85
Состав топлива по весу в %	С — 86,4; Н — 12,6; О — 1,0

Коэффициент остаточных газов находим по формуле (48), задавшись температурой остаточных газов $T_r = 860^\circ$ абс. и температурой подогрева воздуха $\Delta T = 10^\circ$.

$$\gamma = \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \frac{T_k + \Delta T}{T_r} = \frac{6,0}{9 \cdot 6,4 - 6,0} \cdot \frac{503 + 10}{860} = 0,07.$$

Температура воздуха в момент начала сжатия в цилиндре сгорания механического генератора газов находится по формуле (44):

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{503 + 10 + 0,07 \cdot 860}{1 + 0,07} = 536^\circ \text{ абс.}$$

Задаемся температурой конца сжатия $T_c' = 1100^\circ$ абс. Средняя температура в процессе сжатия

$$T_{cp} = \frac{T_a + T_c'}{2} = \frac{536 + 1100}{2} = 818^\circ \text{ абс.}$$

По средней температуре в процессе сжатия с помощью фиг. 52 находим показатель линии сжатия $k = 1,32$.

Температура в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 536 \cdot 9^{1,32-1} = 1084^\circ \text{ абс.}$$

мало отличается от температуры $T_c = 1100^\circ$ абс., которой мы первоначально задались, поэтому перерасчет для уточнения делать не надо.

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 6,4 \cdot 9^{1,32} = 116,5 \text{ ата.}$$

Давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,1 \cdot 116,5 = 128 \text{ ата.}$$

Для коэффициента избытка воздуха $\alpha = 2$ по табл. 4 коэффициент молекулярного изменения $\mu = 1,032$. Значение действительного коэффициента молекулярного изменения находим по формуле

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,032 + 0,07}{1 + 0,07} = 1,03.$$

Кажущееся число атомов продуктов сгорания при $\alpha = 2$ определяем по табл. 4: $z = 2,13$.

Подставляя все известные величины в уравнение (65), получим

$$\frac{0,85 \cdot 10\,000}{2 \cdot 0,492 (1 + 0,07)} + (2 \cdot 2,40 + 1,985 \cdot 1,1) 1084 = 1,03 \times \times T_z (2,13 \alpha c_v + 1,985),$$

или

$$T_z (2,13 \alpha c_v + 1,985) = 14\,740.$$

Решая последнее равенство графически, находим $T_z = 1815^\circ \text{ абс.}$

Степень предварительного расширения находится по формуле (66):

$$p = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,03}{1,1} \cdot \frac{1815}{1084} = 1,567.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{p} = \frac{9}{1,567} = 5,74.$$

Задаемся температурой конца расширения $T_b' = 1200^\circ \text{ абс.}$ и находим среднюю температуру процесса расширения

$$T_{cp} = \frac{T_z + T_b'}{2} = \frac{1815 + 1200}{2} = 1507^\circ \text{ абс.}$$

По средней температуре процесса расширения с помощью фиг. 52 находим показатель линии расширения $n_2 = 1,25$ для продуктов сгорания при $\alpha = 2$.

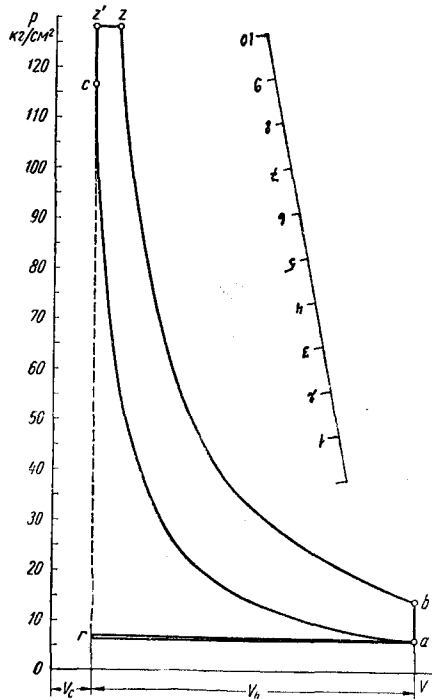
Действительная температура в конце расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1815}{5,74^{1,25-1}} = 1173^\circ \text{ абс.}$$

мало отличается от температуры $T_b' = 1200^\circ \text{ абс.}$, поэтому перерасчет для уточнения делать не нужно.

Давление в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{128}{5,74^{1,25}} = 14,4 \text{ ата.}$$



Фиг. 53. Индикаторная диаграмма четырехтактного цилиндра сгорания при равенстве давления генерированных газов давлению воздуха после компрессора.

По данным теплового расчета на фиг. 53 построена индикаторная диаграмма четырехтактного цилиндра сгорания механического генератора газов. Среднее индикаторное давление находится по формуле (70):

$$p_i = \frac{6,4 \cdot 9^{1,32}}{9-1} \left[1,1 (1,567-1) + \frac{1,1 \cdot 1,567}{1,25-1} \times \times \left(1 - \frac{1}{5,74^{1,25-1}} \right) - \frac{1}{1,32-1} \left(1 - \frac{1}{9^{1,32-1}} \right) \right] = 21,6 \text{ кг/см}^2.$$

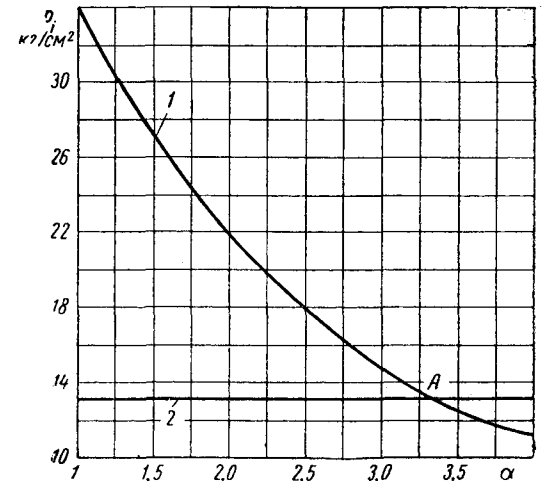
§ 14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЦИЛИНДРА СГОРАНИЯ И К. П. Д. УСТАНОВКИ

При расчете комбинированных двигателей с механическими генераторами газов необходимо определить размеры генератора, обеспечивающие заданную мощность установки. Определение основных размеров механического генератора газов может быть произведено только после установления коэф-

фициента избытка воздуха, соответствующего равенству среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания среднему индикаторному давлению, необходимому для привода зарядного компрессора. При этом вся энергия механического генератора газов вырабатывается в виде сжатых газов, используемых в расширительной машине. Соответствующий коэффициент избытка воздуха будем называть коэффициентом избытка воздуха генераторного режима α_g .

Для нахождения коэффициента избытка воздуха генераторного режима необходимо вычислить среднее индикаторное давление цилиндра сгорания для различных коэффициентов избытка воздуха. На фиг. 54 по данным нескольких тепловых расчетов построено изменение среднего индикаторного давления цилиндра сгорания в зависимости от α .

На той же фигуре показана величина среднего индикаторного давления, необходимого для привода зарядного компрессора.



Фиг. 54. Изменение среднего индикаторного давления в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

1 — в цилиндре сгорания; 2 — для привода компрессора.

Изменение коэффициента избытка воздуха в цилиндре сгорания достигается за счет различной подачи топлива за цикл при постоянном количестве воздуха. При этом условии среднее индикаторное давление, необходимое для привода компрессора, остается величиной постоянной. Пересечение линии среднего индикаторного давления цилиндра сгорания с средним индикаторным давлением, потребным для сжатия воздуха в компрессоре, дает значение коэффициента избытка воздуха генераторного режима. Для рассмотренных выше примеров, согласно фиг. 54, $\alpha_2 = 3,35$.

По коэффициенту избытка воздуха генераторного режима находится количество газов, образующихся при сгорании 1 кг топлива в механическом генераторе газов:

$$G_{ген} = 1 + \alpha_2 L'_0 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг топлива}}, \quad (71)$$

где $L'_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ кг/кг}$ — количество воздуха в кг, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива.

Температура генерированного газа может быть приближенно найдена по формуле

$$T_1 = T_b \left(\frac{p_2}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (72)$$

где n — показатель политропы расширения ($n \approx k$);

p_2 — давление генерированного газа в кг/см²;

p_b — давление в конце расширения в цилиндре сгорания.

Теплосодержание генерированного газа

$$I_1 = mc_{p_0}^{T_1} T_1 = (z\alpha c_{v_0}^{T_1} + 1,985) T_1 \text{ ккал/моль}. \quad (73)$$

Температура газа в конце адиабатического расширения в рабочей машине

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (74)$$

где p_2 — конечное давление расширения в рабочей машине;

k — показатель адиабаты расширения газа в рабочей машине, определяемый по средней температуре процесса с помощью фиг. 52.

Теплосодержание газов в конце адиабатического расширения в рабочей машине

$$I_2 = mc_{p_0}^{T_2} T_2 = (z\alpha c_{v_0}^{T_2} + 1,985) T_2 \frac{\text{ккал}}{\text{моль}}. \quad (75)$$

Расход газа в расширительной машине

$$g_2 = \frac{632m}{(I_1 - I_2) \eta_T} \text{ кг/л. с. ч.}, \quad (76)$$

где η_T — адиабатический к. п. д. расширительной машины;

m — молекулярный вес генерированного газа.

Молекулярный вес генерированного газа определяется по формуле

$$m = \frac{28,95}{\mu_0} \frac{1 + \alpha_2 L'_0}{\alpha_2 L'_0}. \quad (77)$$

Производительность механического генератора газов для тепловоза мощностью N_A л. с.

$$G_2 = N_A g_2 \text{ кг/час}. \quad (78)$$

На эту производительность должны быть рассчитаны цилиндры сгорания механического генератора газов. Количество газов, образующихся в генераторе газов за час работы, равно часовому расходу воздуха плюс весовое количество топлива, поданного в цилиндр сгорания за 1 час,

$$G_2 = \frac{\eta_v V_h^i}{v_a} \frac{n}{2} 60 + \frac{\eta_v V_h^i}{v_a \alpha_2 L'_0} \frac{n}{2} 60 = \frac{\eta_v V_h n R T_a^i}{10^4 p_a} \left(1 + \frac{1}{\alpha_2 L'_0} \right),$$

откуда находится рабочий объем цилиндра сгорания

$$V_h = G_2 \frac{p_a}{30 \eta_v n R T_a^i} \frac{\alpha_2 L'_0}{1 + \alpha_2 L'_0} \text{ м}^3. \quad (79)$$

Задавшись отношением хода поршня к диаметру цилиндра сгорания $b = \frac{S}{d}$, можно найти размеры цилиндра

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi b}} \text{ м} \quad (80)$$

и

$$S = \sqrt[3]{\frac{4 V_h b^2}{\pi}} \text{ м}.$$

После определения основных размеров цилиндра сгорания подсчитывается к. п. д. установки с механическим генератором газа

$$\eta_2 = \frac{\sum M (I_1 - I_2)}{Q_n} \eta_T, \quad (81)$$

где η_T — к. п. д. расширительной машины;

I_1 и I_2 — теплосодержание одного моля газа до и после расширительной машины.

Подсчитаем к. п. д. комбинированного двигателя с механическим генератором сжатых газов при к. п. д. расширительной машины

$$\eta_T = 0,8.$$

С помощью теплового расчета определяем все параметры генерированных газов.

Общее количество продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха генераторного режима $\alpha_z = 3,35$

$$\sum M = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,209(\alpha_z - 1) + 0,791\alpha_z L_0 =$$

$$= 0,072 + 0,063 + 0,209(3,35 - 1) + 0,791 \cdot 3,35 \cdot 0,494 = 1,686 \text{ кг} \cdot \text{моль/кг}.$$

Температура конца видимого сгорания определяется по формуле (65):

$$\frac{0,85 \cdot 10^4}{3,35 \cdot 0,494(1 + 0,07)} + (2 \cdot 2,40 + 1,985 \cdot 1,1) 1084 = 1,02 T_z (2,08 d_{c_v} + 1,985),$$

откуда $T_z = 1525^\circ \text{ абс.}$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,02}{1,1} \frac{1525}{1084} = 1,305.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{9}{1,305} = 6,90.$$

Показатель политропы расширения для средней температуры процесса расширения находится по фиг. 52. Для $\alpha_z = 3,35$ и $T_{cp} = 1200^\circ \text{ абс.}$ показатель $n_2 = 1,27$.

Температура газа в конце расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1525}{6,90^{1,27-1}} = 906^\circ \text{ абс.}$$

Давление в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{128}{6,90^{1,27}} = 11,0 \text{ кг/см}^2.$$

Температура в ресивере перед рабочей расширительной машиной определяется по формуле (72):

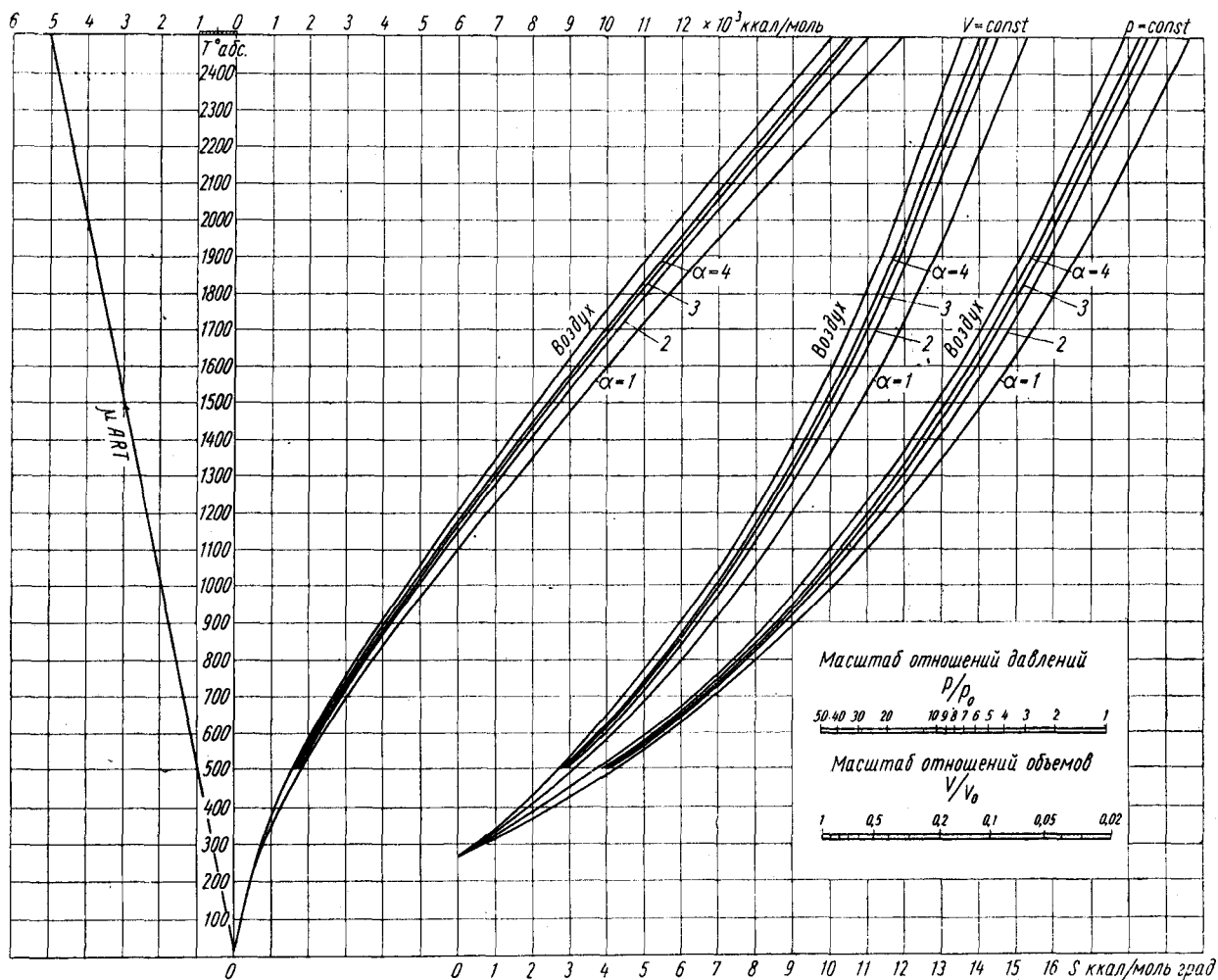
$$T_1 = T_b \left(\frac{p_z}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 906 \left(\frac{6,0}{11,0} \right)^{\frac{1,32-1}{1,32}} = 785^\circ \text{ абс.}$$

Для расширительных машин турбинного типа такая температура является низкой, так как по условиям надежной работы материала лопаток авиационной турбины в настоящее время допускается температура до 900° С.

Для расширительных машин поршневого типа максимальная температура ограничена величиной 450° С, так как при большей температуре может происходить испарение смазки в цилиндре расширительной машины.

Температура в конце расширения в рабочей машине при условии расширения газа до атмосферного давления находится по формуле (74) с учетом величины показателя по фиг. 52:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_z} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 785 \left(\frac{1,0}{6,0} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} = 492^\circ \text{ абс.}$$



Фиг. 55 Комбинированная тепловая диаграмма. Теплоемкости по закону проф. А. Н. Шелеста.

Теплосодержание газа до и после расширительной машины находится по формулам (73) и (75):

$$I_1 = (2,08 \cdot 2,05 + 1,985) \cdot 785 = 4905 \text{ ккал/моль};$$

$$I_2 = (2,08 \cdot 1,60 + 1,985) \cdot 492 = 2605 \text{ ккал/моль}.$$

К. п. д. комбинированного двигателя находится по формуле (81)

$$\eta_d = \frac{\Sigma M (I_1 - I_2) \eta_T}{Q_H} = \frac{1,686 (4905 - 2605) 0,8}{10\,000} = 31,0\%.$$

Все расчеты, связанные с определением теплосодержания, удобно делать при помощи комбинированной тепловой диаграммы, показанной на фиг. 55. Слева дана зависимость теплосодержания от температуры для генерированных газов различных составов. Справа построены линии постоянного объема и постоянного давления. С помощью масштабов отношений давлений и удельных объемов легко решаются все вопросы, связанные с адиабатическим расширением газов.

§ 15. РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

На фиг. 54 показано изменение среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания комбинированного четырехтактного двигателя при давлении сжатого воздуха после компрессора 6,8 *ата*. Точка *A* соответствует работе комбинированного двигателя в режиме генератора газов. При этом коэффициент избытка воздуха $\alpha_z = 3,35$. Практически в комбинированном двигателе коэффициент избытка воздуха может достигать тех же значений, что и в современных дизелях. В зависимости от степени совершенства топливоподающей системы и от назначения дизеля коэффициент избытка воздуха составляет на номинальном режиме от 1,3 до 2. При таких значениях коэффициента избытка воздуха в комбинированном двигателе среднее индикаторное давление цилиндра сгорания p_{id} будет превышать среднее индикаторное давление $p_{ик}$, необходимое для привода компрессора. В этом случае с коленчатого вала четырехтактного комбинированного двигателя может быть снята дополнительная мощность

$$N_d = \frac{10^4 (p_{id} - p_{ик}) V_{hni}}{75 \cdot 60 \cdot 2} \text{ л. с.} \quad (82)$$

где p_{id} и $p_{ик}$ — средние индикаторные давления в кг/см^2 ;
 V_h — рабочий объем одного цилиндра в м^3 ;
 n — число оборотов коленчатого вала в минуту;
 i — число цилиндров.

В последнюю формулу не входит механический к. п. д., так как все механические потери были учтены при определении среднего индикаторного давления, необходимого для привода компрессора по формуле (50).

Мощность турбины комбинированного двигателя может быть определена по формуле

$$N_T = G_e \frac{(1 + \alpha_2 L'_0)(I_1 - I_2)}{632m} \eta_T \text{ л. с.}, \quad (83)$$

где G_e — количество топлива, сгорающего за 1 час, в кг;
 I_1 и I_2 — теплосодержание газа до и после адиабатического расширения в турбине в ккал/моль;
 m — молекулярный вес газа.

Количество топлива, сгорающего в четырехтактном комбинированном двигателе за один час, может быть определено следующим образом. Количество воздуха, остающегося в цилиндре после закрытия клапанов,

$$G_a = \frac{10^4 p_a V_a}{RT_a} \frac{1}{1 + \gamma} \text{ кг.} \quad (84)$$

Количество топлива, подаваемого за один цикл, определяется делением количества воздуха в цилиндре на теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива при данном коэффициенте избытка воздуха

$$\Delta g = \frac{G_a}{\alpha_2 L'_0} = \frac{10^4 p_a V_a}{RT_a} \frac{1}{1 + \gamma \alpha_2 L'_0} \text{ кг/цикл.} \quad (85)$$

После этого находится общее количество топлива, расходующего комбинированным двигателем за 1 час его работы,

$$G_e = 30 \Delta g \eta \text{ кг/час.} \quad (86)$$

К. п. д. комбинированного двигателя при работе с коэффициентом избытка воздуха меньшим коэффициента избытка воздуха генераторного режима будет больше за счет получения дополнительной работы на коленчатом валу машины.

Эффективный к. п. д. комбинированного четырехтактного двигателя определяется в этом случае как отношение полезного тепла, превращенного в работу к теплу топлива:

$$\eta_s = \frac{632 (N_T + N_D)}{G_e Q_H} 100\%. \quad (87)$$

После подстановки в последнее выражение мощности турбины по формуле (83) и мощности, получаемой на коленчатом валу машины, по формуле (82) получаем после преобразований расчетную формулу для определения к. п. д. четырехтактного комбинированного двигателя:

$$\eta_s = 0,234 \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \frac{p_{i0} - p_{i\kappa}}{p_a} \frac{RT_a (1 + \gamma) \alpha L'_0}{Q_H} + \eta_T \frac{(1 + \alpha L'_0)(I_1 - I_2)}{m Q_H}. \quad (88)$$

Удельный расход топлива на 1 л. с. ч. находится по формуле

$$d_e = \frac{632}{\eta_s Q_H}.$$

Пример. Определить эффективный к. п. д. и мощность 16-цилиндрового комбинированного четырехтактного двигателя, работающего с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 2$. Диаметр цилиндра сгорания $d = 240$ мм. Ход поршня $S = 300$ мм. Число оборотов коленчатого вала 900 в минуту. Давление газов перед турбиной $p_2 = 6$ ага. К. п. д. турбины $\eta_T = 85\%$. Все остальные данные указаны в предыдущем примере.

При расчете цилиндра сгорания выше было найдено среднее индикаторное давление $p_{i0} = 21,6$ кг/см². Там же было найдено давление в конце расширения $p_b = 14,4$ ага и температура $T_b = 1173^\circ$ абс. По формуле (72) находим температуру газов перед турбиной

$$T_1 = T_b \left(\frac{p_2}{p_b} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1173 \left(\frac{6}{14,4} \right)^{\frac{1,30-1}{1,30}} = 958^\circ \text{ абс.}$$

Температура газа в конце адиабатического расширения в турбине по формуле (74)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 958 \left(\frac{1,0}{6,0} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} = 532^\circ \text{ абс.}$$

Теплосодержание газов до и после турбины находим по формулам (73) и (75):

$$I_1 = (2,13 \cdot 2,25 + 1,985) \cdot 958 = 6480 \text{ ккал/моль};$$

$$I_2 = (2,13 \cdot 1,70 + 1,985) \cdot 532 = 2985 \text{ ккал/моль}.$$

Подставляя известные величины в формулу (88), получим значение эффективного к. п. д. комбинированного двигателя

$$\eta_s = 0,234 \frac{9-1}{9} \frac{21,6 - 13,1}{6,4} \frac{29 \cdot 536 (1 + 0,07) 2 \cdot 14,3}{10\,000} + \frac{(1 + 2 \cdot 14,3) (6480 - 2985)}{28,9 \cdot 10\,000} 85 = 43,5\%.$$

Соответствующий удельный расход топлива

$$d_e = \frac{632}{\eta_s Q_H} = \frac{632}{0,435 \cdot 10^4} = 0,145 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Мощность, получаемая на коленчатом валу комбинированного двигателя, определяется по формуле (82):

$$N_D = \frac{(21,6 - 13,1) 13,56 \cdot 900 \cdot 16}{900} = 1845 \text{ л. с.}$$

Мощность на валу турбины по формуле (83)

$$N_T = 890 \frac{(1 + 2 \cdot 14,3) (6480 - 2985)}{632 \cdot 28,9} 0,85 = 4280 \text{ л. с.}$$

Суммарная мощность комбинированного двигателя

$$N_D + N_T = 1845 + 4280 = 6125 \text{ л. с.}$$

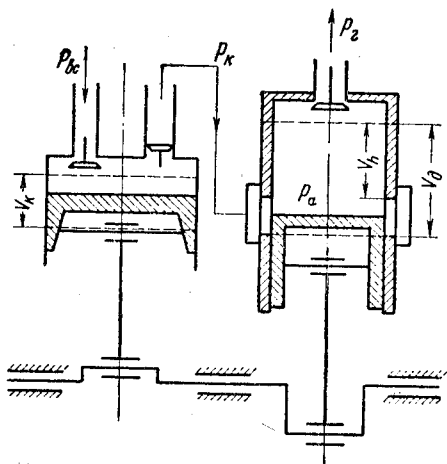
ГЛАВА IV

РАСЧЕТ ДВУХТАКТНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 16. ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ ГЕНЕРИРОВАННЫХ ГАЗОВ

Расчет комбинированного двигателя сводится к определению основных размеров цилиндра сгорания и компрессора, обеспечивающих заданную мощность расширительной машины.

Перед определением основных размеров генератора нужно найти давление генерированных газов, необходимое для получения максимального к. п. д. комбинированного двигателя.



Фиг. 56. Схема двухтактного генератора газов.

пускной клапан. Вместе с продуктами сгорания через выпускной клапан уходит избыток продувочного воздуха. Смесь продуктов сгорания с избытком продувочного воздуха образует генерированные газы с давлением p_2 .

Объем воздуха, подаваемого компрессором, должен быть достаточным для наполнения объема цилиндра сгорания при давлении p_a зарядки и для создания избытка продувочного воздуха, необходимого для хорошей очистки цилиндра сгорания от

остаточных газов. Таким образом, между рабочим объемом, цилиндра сгорания V_h и рабочим объемом цилиндра компрессора существует определенная связь. Рабочий объем цилиндра сгорания определяется по формуле

$$V_h = (1 - \psi) V_0, \quad (89)$$

где ψ — потерянная доля хода, равная отношению высоты окна к полному ходу поршня.

Обозначим G_k вес воздуха, подаваемого компрессором на каждый кг топлива. Часть этого воздуха попадает в цилиндр сгорания, а избыток смешивается с продуктами сгорания.

Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива в цилиндре сгорания,

$$G_0 = \alpha L'_0 \text{ кг/кг}, \quad (90)$$

где L'_0 — теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива.

Отношение веса воздуха, подаваемого компрессором к весу воздуха необходимого для сгорания 1 кг топлива в цилиндре сгорания, есть коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi = \frac{G_k}{G_0}. \quad (91)$$

Величиной коэффициента избытка продувочного воздуха при расчетах обычно задаются. Для двухтактных механических генераторов газа значение коэффициента избытка продувочного воздуха изменяется в зависимости от режима работы. На номинальном режиме работы коэффициент избытка продувочного воздуха $\varphi = 1,5 \div 2,0$.

Из последней формулы легко определяется вес воздуха, который необходимо подать компрессором для сгорания 1 кг топлива в цилиндре сгорания.

Количество газов, вырабатываемых механическим генератором газов при сгорании 1 кг топлива, равно весу воздуха G_k плюс вес топлива

$$G_T = 1 + G_k = 1 + \varphi G_0 = 1 + \alpha \varphi L'_0 \text{ кг газа/кг топлива}. \quad (92)$$

При генераторном режиме работа компрессора равна работе цилиндра сгорания.

Работа компрессора

$$L_k = \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_{вс}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \frac{G_k}{\eta_k} R T_{вс} \text{ кгм}. \quad (93)$$

Подставив в последнее уравнение $G_k = \varphi \alpha_s L_0 m_0$ и заменяя $m_0 R = 848$, получим

$$L_k = 848 \frac{\varphi \alpha L_0 T_{sc}}{\eta_k} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_{sc}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \text{ кгм.} \quad (94)$$

Работа газов в цилиндре сгорания

$$L_0 = 10^4 p_i V_h \eta_m \text{ кгм,} \quad (95)$$

где p_i — среднее индикаторное давление в кг/см^2 , отнесенное к полезному ходу поршня;

V_h — полезный рабочий объем цилиндра сгорания в м^3 ;

η_m — механический к. п. д. цилиндра сгорания.

В цилиндре сгорания генератора газов после закрытия органов распределения остается смесь остаточных газов и свежего воздуха. Вес смеси остаточных газов и свежего воздуха в цилиндре сгорания при ходе сжатия

$$G_1 = m_1 \alpha L_0 (1 + \gamma) \text{ кг,} \quad (96)$$

где γ — коэффициент остаточных газов;

m_1 — молекулярный вес смеси;

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха в молях для сгорания 1 кг топлива.

Объем смеси воздуха и продуктов сгорания при температуре начала сжатия T_a и давлении p_a

$$V_a = \frac{G_1 R T_a}{10^4 p_a} = \frac{m_1 R_1 \alpha L_0 (1 + \gamma) T_a}{10^4 p_a} \text{ м}^3. \quad (97)$$

Полезный объем можно представить в виде

$$V_h = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} V_a = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \frac{848 \alpha L_0 (1 + \gamma) T_a}{10^4 p_a} \text{ м}^3. \quad (98)$$

Подставляя найденный объем в формулу (95), получим

$$L_0 = \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} 848 \alpha L_0 (1 + \gamma) T_a \frac{p_i}{p_a} \eta_m \text{ кгм.} \quad (99)$$

Приравняв работу компрессора работе цилиндра сгорания, получим расчетную формулу для определения среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания, соответствующего режиму генерации газов:

$$p_i = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{\eta_m T_a (1 + \gamma)} \frac{\varphi T_{sc}}{\eta_k} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_{sc}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \text{ кг/см}^2. \quad (100)$$

Из этого уравнения можно сделать следующие выводы:

1. Среднее индикаторное давление режима генерации газов зависит от давления генерированных газов, определяемого отношением $\frac{p_k}{p_{sc}}$.

2. Увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха вызывает пропорциональное увеличение среднего индикаторного давления режима генерации газов.

3. Увеличение к. п. д. компрессора и механического к. п. д. цилиндра сгорания уменьшает индикаторное давление, необходимое для генерации газов определенного давления.

4. Увеличение степени сжатия в цилиндре сгорания генератора газов уменьшает среднее индикаторное давление режима генерации газов.

5. Улучшение очистки цилиндра вызывает уменьшение среднего индикаторного давления режима генерации газов.

При прямооточной клапанный-щелевой продувке обычно принимают коэффициент остаточных газов $\gamma = 0,05 \div 0,06$, а при прямооточной щелевой продувке $\gamma = 0,03 \div 0,05$ [2].

При определенных размерах камеры сгорания генератора среднее индикаторное давление, отнесенное к полезной части хода поршня, является функцией коэффициента избытка воздуха:

$$p_i = f(\alpha) = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{\eta_m T_a (1 + \gamma)} \frac{\varphi T_{sc}}{\eta_k} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_{sc}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right]. \quad (101)$$

С помощью формулы (101), выражающей эту функцию в неявном виде, можно построить кривую зависимости среднего индикаторного давления от коэффициента избытка воздуха. Точка на этой кривой, соответствующая среднему индикаторному давлению по формуле (100), определяет коэффициент избытка воздуха режима генерации газов.

Для того чтобы найти среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания, необходимо сначала определить давление воздуха после компрессора и давление свежего заряда в цилиндре в момент начала сжатия для соответствующего давления генерированных газов.

Давление свежего заряда в цилиндре сгорания в момент начала сжатия p_a меньше давления продувочного воздуха p_k на величину потерь в впускных окнах Δp_n и больше давления генерированных газов p_z на величину потерь в выпускных клапанах или окнах Δp_p

$$p_a = p_k - \Delta p_n = p_z + \Delta p_p \text{ ата.} \quad (102)$$

При расчете продувки двухтактных двигателей обычно задаются отношением перепада давления в выпускных окнах к общему перепаду давления

$$a = \frac{p_a - p_z}{p_k - p_z}. \quad (103)$$

Ориентировочно можно принимать для прямооточной клапанный-щелевой продувки $a = 0,6 \div 0,95$; для прямооточной щелевой продувки $a = 0,3 \div 0,5$ [18].

Потеря давления в продувочных окнах пропорциональна квадрату скорости газа, протекающего через окно, и его удельному весу

$$10^4 \Delta p_n = \gamma_a \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (104)$$

где w — скорость воздуха в окнах в м/сек;

γ_a — удельный вес воздуха в кг/м³;

ξ — коэффициент сопротивления продувочных окон.

Аналогичная формула может быть написана и для потерь при выпуске через клапан или окно.

Из формулы следует, что потери давления пропорциональны удельному весу газа, протекающего через органы распределения. Это обстоятельство позволяет приближенно оценить потери давления в органах распределения цилиндра сгорания механического генератора при разных давлениях генерированного газа, если известны потери давления при определенном давлении газа перед турбиной или поршневой расширительной машиной.

Зная давление сжатого воздуха после компрессора p_k , можно найти температуру воздуха

$$T_k = T_{ac} \left(\frac{p_k}{p_{ac}} \right)^{\frac{m_1-1}{m_1}}, \quad (105)$$

где m_1 — показатель политропы сжатия в компрессоре.

Для нахождения показателя политропы сжатия в компрессоре определяем среднюю температуру на линии сжатия

$$T_{cp} = \frac{T_{ac} + T_k}{2}. \quad (106)$$

Предварительно величина T_k определяется по TS -диаграмме (см. приложение). После этого по средней температуре на линии сжатия с помощью фиг. 52 находится средний показатель адиабатического процесса сжатия. Этот показатель может быть принят с достаточной для практических расчетов точностью за показатель политропы сжатия в компрессоре.

На фиг. 45 показана зависимость показателя политропы сжатия в компрессоре от давления конца сжатия по опытам Теплового лаборатория [37]. Опыты производились с одноступенчатым компрессором с водяным охлаждением стенок цилиндра. Во время опытов изменялось давление сжатия при постоянном числе оборотов вала компрессора 450 в минуту. На той же диаграмме построена кривая изменения показателей адиабатического процесса сжатия воздуха, построенная по средней температуре воздуха на линии сжатия с помощью фиг. 52. Сравнение экспериментальных данных с расчетной кривой показывает, что все опытные точки достаточно близко совпадают с теоретической

кривой. При больших числах оборотов вала компрессора процесс сжатия в компрессоре даже при охлаждении стенок цилиндра водой приближается к адиабатическому процессу сжатия. Это подтверждается экспериментально. На фиг. 39 представлено изменение показателей политропы сжатия и расширения в компрессоре в зависимости от числа оборотов. Для каждого числа оборотов показатели определялись по индикаторной диаграмме, полученной при помощи индикатора ТЛ-3 при постоянном давлении сжатого воздуха $p_k = 4$ ата.

Для того чтобы найти коэффициент избытка воздуха режима генерации газов по среднему индикаторному давлению, уравнение (101) можно представить в таком виде:

$$A = \left[\frac{p_i (\epsilon - 1)}{p_a \epsilon^{n_1}} + \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \frac{1}{\lambda} + 1 = \frac{1}{n_2 - 1} \left[n_2 p - \frac{p^{n_2}}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right]. \quad (107)$$

В левой части этого уравнения находятся величины, которые легко могут быть найдены. Для определения показателя политропы сжатия n_1 и температуры конца сжатия в цилиндре сгорания удобно пользоваться специальной номограммой (фиг. 57). По оси абсцисс номограммы находят нужную степень сжатия. От точки пересечения линии степени сжатия с линией нужного показателя политропы проводят горизонталь до вертикальной линии ϵ^{n-1} . Полученную точку на шкале ϵ^{n-1} соединяют линейкой с начальной температурой по шкале T_1 . Конечная температура находится по шкале T_2 . На фиг. 57 показан пример

$$T_c = T_a \epsilon^{n-1} = 323 \cdot 12^{1,34-1} = 750^\circ \text{ абс.}$$

Показатель политропы сжатия находится с помощью фиг. 52 по средней температуре за период сжатия [33].

Теперь для нахождения коэффициента избытка воздуха можно использовать уравнение сгорания.

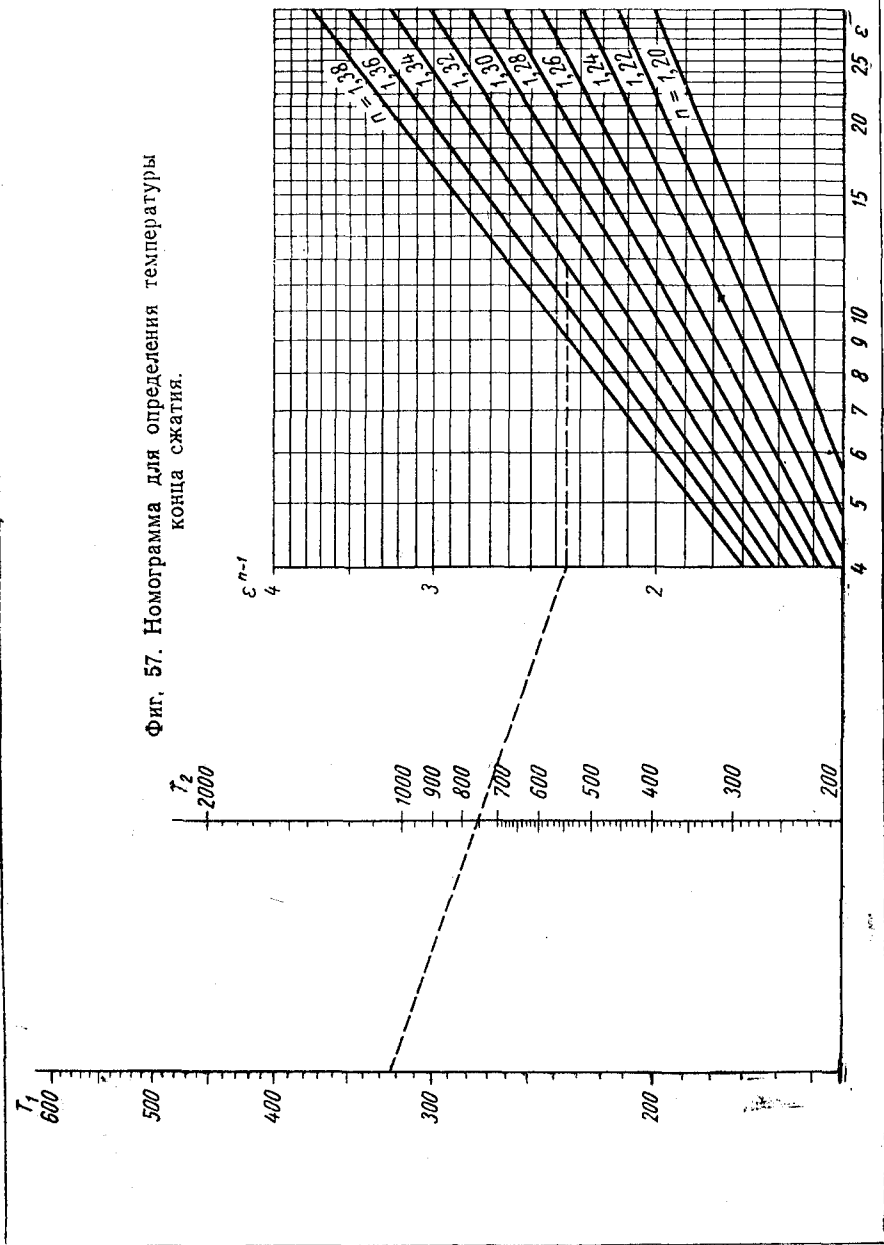
Для облегчения расчетов по этой формуле удобно построить график функции

$$B = T_z (z a c_{v_0}^{T_z} + 1,985) \quad (108)$$

в зависимости от температуры конца видимого сгорания. Из уравнения сгорания с учетом выражения (108) находим

$$\alpha_z = \frac{\xi Q_n}{L_0 (1 + \gamma) [\mu B - (2 a c_{v_0}^{T_c} + 1,985 \lambda) T_c]}. \quad (109)$$

Остается определить эффективность процесса генерации сжатых газов. Для этого введем понятие к. п. д. генератора,



Фиг. 57. Номограмма для определения температуры конца сжатия.

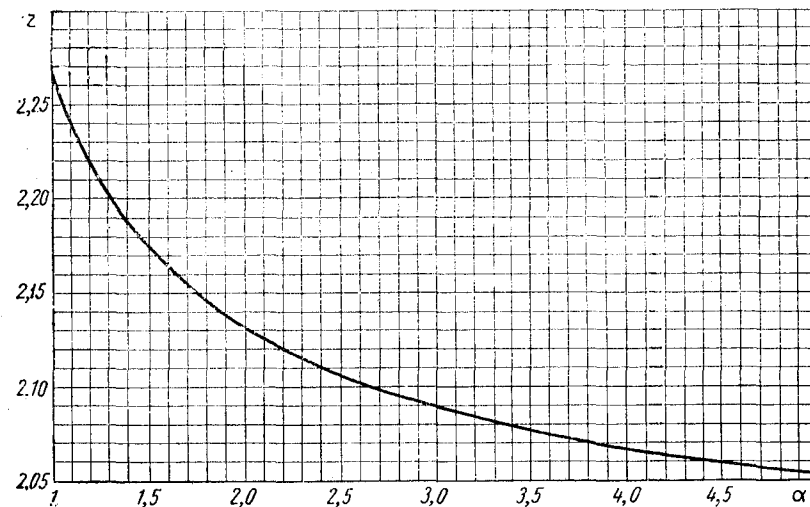
под которым будем понимать отношение работы адиабатического расширения генерированного газа к теплу топлива:

$$\eta_z = \frac{G_T(i_1 - i_2)}{Q_H} = \frac{G_T(I_1 - I_2)}{mQ_H}, \quad (110)$$

где i_1 и i_2 — теплосодержание 1 кг газа до и после адиабатического расширения;

m — молекулярный вес генерированного газа.

Для определения теплосодержания генерированного газа надо найти кажущееся число атомов смеси продуктов сгорания



Фиг. 58. Кажущееся число атомов для продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха в цилиндре сгорания.

и продувочного воздуха. Для этого можно воспользоваться формулой

$$\begin{aligned} z &= \frac{3(M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}}) + 2(M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2})}{M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}} = \\ &= \frac{3\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{2}\right) + 2(\varphi\alpha_2 - 0,209)L_0}{\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\varphi\alpha_2 - 0,209)L_0}. \end{aligned} \quad (111)$$

Приблизительно z может быть найдено по Фиг. 58, считая $\alpha = \varphi\alpha_2$.

Теплосодержание 1 кг генерированного газа

$$i_1 = \frac{(z\alpha c_{v_0}^{T_1} + 1,985) T_1}{m}, \quad (112)$$

где m — молекулярный вес генерированного газа.

Числитель последнего выражения может быть легко найден с помощью фиг. 59.

Кажущийся молекулярный вес генерированных газов равен сумме произведений молекулярных весов составляющих газов на соответствующие объемные доли

$$m = 44 \frac{M_{CO_2}}{\sum M} + 18 \frac{M_{H_2O}}{\sum M} + 32 \frac{M_{O_2}}{\sum M} + 28 \frac{M_{N_2}}{\sum M}. \quad (113)$$

Продукты сгорания из цилиндра сгорания поступают в ресивер перед расширительной машиной. Их температура при давлении генерированных газов может быть найдена по формуле

$$T_r = T_b \left(\frac{p_z}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (114)$$

В ресивере происходит смешение продуктов сгорания со сжатым воздухом в количестве $(\varphi - 1) \alpha L_0'$ кг, имеющего температуру T_k сжатого воздуха.

Температура газозвушной смеси перед расширительной машиной T_1 может быть найдена из уравнения теплового баланса

$$(1 + \varphi \alpha_2 L_0') T_1 c_p' = (\varphi - 1) \alpha_2 L_0' T_k c_p + (1 + \alpha_2 L_0') T_r c_p',$$

откуда

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{(\varphi - 1) \alpha L_0' T_k c_p + (1 + \alpha_2 L_0') T_r c_p'}{(1 + \varphi \alpha_2 L_0') c_p'} = \\ &= \frac{(\varphi - 1) T_k c_p + \mu T_r c_p'}{(\varphi - 1 + \mu) c_p'}, \end{aligned} \quad (115)$$

где c_p ; c_p' ; c_p'' — средние весовые теплоемкости воздуха, продуктов сгорания и смеси продуктов сгорания с продувочным воздухом.

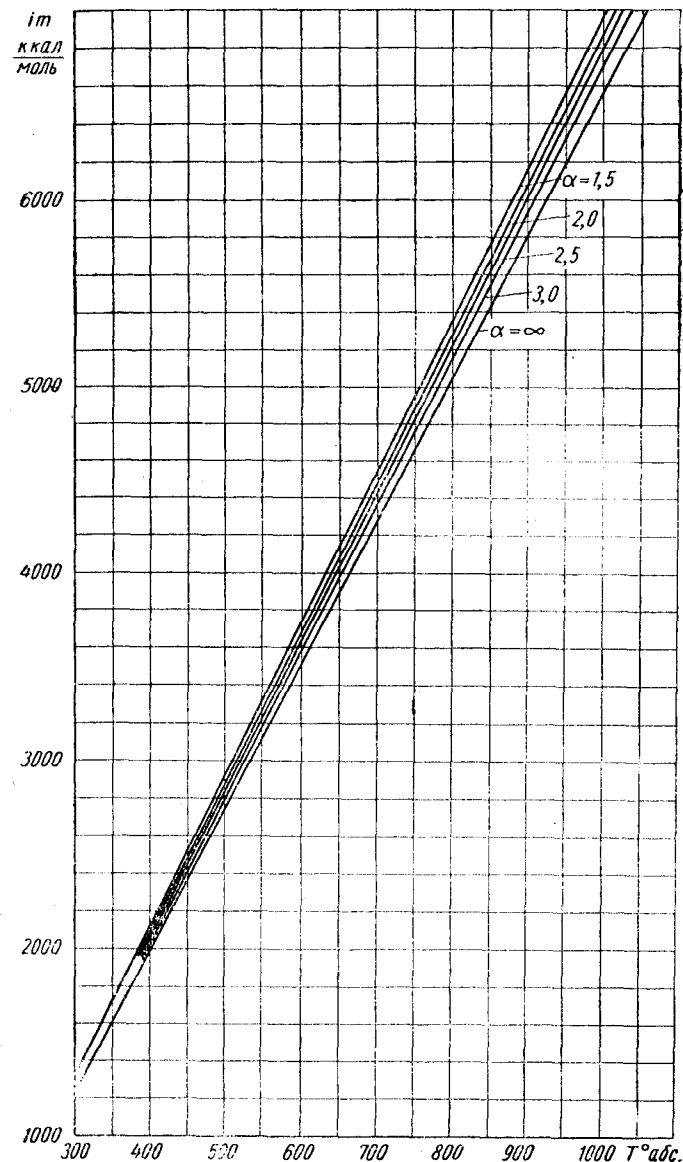
Средние весовые теплоемкости находятся по формуле

$$c_p = \frac{z \alpha c_v + 1,985}{m}, \quad (116)$$

где m — молекулярный вес [28].

Пример. Найдем среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания, соответствующее режиму генерации газов с давлением 2, 3, 4, 5 и 6 ата. Для расчета примем:

Действительная степень сжатия ϵ в цилиндре сгорания	10
Коэффициент избытка продувочного воздуха φ	1,5
Коэффициент остаточных газов γ	0,05
Механический к. п. д. η_m цилиндра сгорания	0,9
К. п. д. η_k компрессора	0,85



Фиг. 59. График для определения теплосодержания одного моля воздуха или продуктов сгорания.

Температура $T_{вс}$ в ° абс. воздуха в начале сжатия в компрессоре 293
 Давление $p_{вс}$ воздуха в начале сжатия в компрессоре в *ата* 0,9
 Степень повышения давления λ в цилиндре сгорания 1,4

По формуле (100) находим среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания, соответствующее режиму генерации газов с давлением $p_2 = 6 \text{ ата}$,

$$p_i = \frac{10}{10-1} \frac{6,40}{0,9 \cdot 523 (1+0,05)} \frac{1,5 \cdot 293}{0,85} \frac{1,41}{1,41-1} \times \left[\left(\frac{6,40}{0,9} \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right] = 20,5 \text{ кг/см}^2.$$

Для других давлений p_2 средние индикаторные давления приведены в табл. 5.

Таблица 5

Индикаторные давления и потери давления в органах распределения цилиндра сгорания

Показатели	Размерность	Расчетные величины при давлении p_2 в ата				
		2	3	4	5	6
$\Delta p_n = \Delta p_v$	кг/см ²	0,12	0,18	0,24	0,30	0,40
p_a	ата	2,12	3,18	4,24	5,30	6,40
p_k	ата	2,24	3,36	4,48	5,60	6,80
p_i	кг/см ²	3,42	7,30	11,26	15,72	20,50

Задавшись величиной $a = 0,5$, получим одинаковое падение давлений в продувочных и выпускных окнах. Приняв потери давления в продувочных окнах $\Delta p_n = 0,4 \text{ ата}$ и в выпускных окнах $\Delta p_v = 0,4 \text{ ата}$ для давления генерированных газов $p_2 = 6 \text{ ата}$, получим для других давлений генерированного газа значения потерь в органах распределения, приведенные в табл. 5.

При расчете принимаем, что температура конца сжатия в компрессоре равна температуре начала сжатия в цилиндре сгорания. Частичное охлаждение воздуха в трубопроводе от компрессора к цилиндру сгорания считаем компенсированным за счет подогрева воздуха в цилиндре сгорания.

Температуры конца сжатия T_c и показатели политроп сжатия приведены в табл. 6. Там же указаны величины

$$A = \left[\frac{p_i (\epsilon - 1)}{p \epsilon^{n_1}} + \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \frac{1}{\lambda} + 1,$$

представляющие левую часть уравнения (107). Правая часть уравнения (107) является функцией двух переменных: степени предварительного расширения ρ и показателя политропы расширения в цилиндре сгорания n_2 . Обе эти величины связаны между собой, так как обе зависят от коэффициента избытка воздуха режима генерации газов.

Для нахождения a_2 можно поступить следующим образом. Задаемся показателем политропы расширения $n_2 = 1,27$. Тогда для режима генерации газов с давлением газов $p_2 = 6 \text{ ата}$ по уравнению (107) имеем:

$$\frac{1}{1,27-1} \left[1,27\rho - \frac{\rho^{1,27}}{10^{1,27-1}} \right] = 3,15.$$

Подбором или графически находим $\rho = 1,22$. После этого можно найти температуру конца видимого сгорания из формулы (66).

При $\alpha = 2,5$ значение $\mu_0 = 1,026$. При $\gamma = 0,05$ действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = \frac{1,026+0,05}{1+0,05} = 1,022.$$

Подставляя все известные величины в формулу (66), получим:

$$T_z = \frac{1,4 \cdot 1,22 \cdot 1090}{1,022} = 1820^\circ \text{ абс},$$

По формуле (109) при $\xi = 0,85$, $Q_n = 10\,000 \text{ ккал/кг}$ и $L_0 = 0,494 \text{ мол/кг}$

$$a_2 = \frac{0,85 \cdot 10\,000}{0,494 (1+0,05) [1,022 \cdot 14\,700 - (2 \cdot 2,39 + 1,985 \cdot 1,4) 1090]} = 2,42.$$

Теперь можно проверить величину n_2 , которую первоначально приняли равной 1,27. Для этого находим степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{10}{1,22} = 8,20$$

■ температуру конца расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1820}{8,20^{1,27-1}} = 1035^\circ \text{ абс}.$$

Средняя температура процесса расширения

$$T_{cp} = \frac{1820+1035}{2} = 1427^\circ \text{ абс}.$$

По фиг. 52 находим средний показатель политропы расширения $n_2 = 1,26$. Разница между первоначальным значением и вновь полученным равна $1,27 - 1,26 = 0,01$. Выясним величину погрешности при определении коэффициента избытка воздуха режима генерации от такой разницы в показателе политропы расширения.

Уравнение (107) при этом принимает вид

$$\frac{1}{1,26-1} \left[1,26\rho - \frac{\rho^{1,26}}{10^{1,26-1}} \right] = 3,15,$$

Подбором или графически находим $\rho = 1,24$.

Температура конца видимого сгорания

$$T_z = \frac{1,4 \cdot 1,24 \cdot 1090}{1,022} = 1850^\circ \text{ абс}.$$

По уравнению (108) находим $B = 15\,000$ и по формуле (109)

$$a_2 = \frac{0,85 \cdot 10\,000}{0,494 (1+0,05) [1,022 \cdot 15\,000 - (2 \cdot 2,39 + 1,985 \cdot 1,4) 1090]} = 2,31.$$

Сравнение этой величины с первоначальной позволяет сделать следующий вывод: ошибка на единицу в третьем знаке показателя дает ошибку не более единицы во втором знаке коэффициента избытка воздуха.

Окончательно находим

$$\delta = \frac{10}{1,24} = 8,07 \text{ и } T_b = \frac{1850}{8,07^{1,26-1}} = 1076^\circ \text{ абс}.$$

Разница с первоначально определенной температурой конца расширения составляет при этом около 3,8%.

Для других значений давления генерированных газов результаты расчета приведены в табл. 7.

Таблица 6

Результаты расчета генератора для разных давлений генерированного газа

Показатели	Размерность	Расчетные величины при давлении p_2 в <i>ата</i>				
		2	3	4	5	6
p_k	<i>ата</i>	2,24	3,36	4,48	5,60	6,80
m_1	—	1,45	1,43	1,42	1,415	1,41
$T_a + T_{вс}$	° абс.	338	360	380	395	408
$\frac{2}{T_a}$	° абс.	383	428	468	496	523
$p_k/p_{вс}$	—	2,49	3,74	4,98	6,22	7,57
p_i	<i>кг/см²</i>	3,42	7,30	11,26	15,72	20,50
p_a	<i>кг/см²</i>	2,12	3,18	4,24	5,30	6,40
T_c	° абс.	870	940	1000	1050	1090
n_1	—	1,36	1,34	1,33	1,325	1,32
ε^{n_1}	—	22,9	21,8	21,4	21,1	20,9
A	—	2,55	2,82	2,95	3,07	3,15
n_2	—	1,280	1,275	1,270	1,265	1,260
ρ	—	1,00	1,05	1,12	1,18	1,24
T_z	° абс.	1190	1352	1535	1696	1850
T_b	° абс.	626	727	850	962	1076
α_2	—	6,80	4,66	3,48	2,71	2,31
p_z	<i>ата</i>	67,9	97,0	127	156	187
p_b	<i>ата</i>	3,56	5,60	7,90	10,4	13,5

По формуле (113) для генераторного режима $\alpha_2 = 2,31$ кажущийся молекулярный вес генерированного газа

$$m = 44 \frac{0,072}{1,742} + 18 \frac{0,063}{1,742} + 32 \frac{0,251}{1,742} + 28 \frac{1,352}{1,742} = 28,9.$$

Молекулярный вес воздуха 28,95. Таким образом, молекулярный вес генерированного газа очень близок к молекулярному весу воздуха. На этом основании можно с достаточной степенью точности считать молекулярный вес генерированных газов равным молекулярному весу воздуха.

Общее количество продуктов сгорания и воздуха при коэффициенте избытка воздуха генераторного режима $\alpha_2 = 2,31$

$$G_T = 1 + \varphi \alpha_2 L_0' = 1 + 1,5 \cdot 2,31 \cdot 0,494 \cdot 28,95 = 50,5 \text{ кг газа/кг топлива.}$$

Для $\alpha_2 = 2,31$ и дизельного топлива нормального состава (86,4% C; 12,6% H; 1,0% O) по формуле (111) кажущееся число атомов генерированного газа

$$z = \frac{(0,072 + 0,063) 3 + 2 (2,31 \cdot 1,5 - 0,209) 0,494}{0,072 + 0,063 + (2,31 \cdot 1,5 - 0,209) 0,494} = \frac{3,619}{1,742} = 2,08.$$

Подсчитаем температуру газа перед расширительной машиной при давлении $p_2 = 6 \text{ ата}$.

По формуле (114)

$$T_r = 1076 \left(\frac{6}{13,5} \right)^{\frac{1,30-1}{1,30}} = 892^\circ \text{ абс.}$$

Теплоемкость воздуха при температуре $T_k = 523^\circ \text{ абс.}$

$$c_p = 0,181.$$

Теплоемкость продуктов сгорания при $T_r = 892^\circ \text{ абс.}$

$$c_p' = 0,230.$$

Теплоемкость смеси не может быть подсчитана, так как неизвестна температура смеси. Уравнение (115) позволяет подсчитать величину

$$I_1 = T_1 (z \alpha c_{p_0}' + 1,985) = \frac{(\varphi - 1) T_k c_p + \mu T_r c_p'}{(\varphi - 1 + \mu) \frac{1}{m}},$$

по которой с помощью фиг. 59 можно найти T_1 .

Подставляя все известные величины, находим

$$I_1 = T_1 (2,08 \alpha c_{p_0}' + 1,985) = \frac{(1,5 - 1) 523 \cdot 0,181 + 1,022 \cdot 892 \cdot 0,23}{1,5 - 1 + 1,022} 28,9 = 4890 \text{ ккал/моль.}$$

С помощью фиг. 59 находим $T_1 = 760^\circ \text{ абс.}$

Температура конца адиабатического расширения будет

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 760 \left(\frac{1}{6} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 487^\circ \text{ абс.}$$

С помощью фиг. 59 находим $I_2 = 2590 \text{ ккал/моль}$ и по формуле (110) к. п. д.

$$\eta_2 = \frac{50,5 (4890 - 2590)}{10\,000 \cdot 28,9} = 40,2\%.$$

С учетом к. п. д. газовой турбины $\eta_T = 0,85$ к. п. д. установки будет равен

$$\eta = \eta_2 \eta_T = 40,2 \cdot 0,85 = 34,2\%.$$

Для других значений давлений генерированного газа результаты расчета приведены в табл. 7.

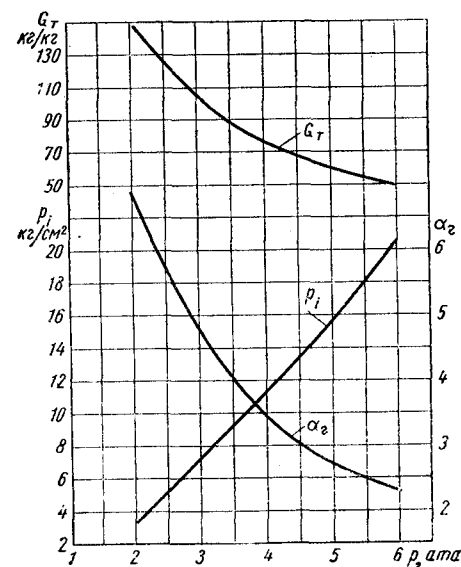
По результатам расчетов построены кривые зависимости (фиг. 60) коэффициента избытка воздуха генераторного режима α_2 , среднего индикаторного давления p_i , в цилиндре сгорания и производительности генератора G_T кг газа/кг топлива от давления генерированного газа p_2 .

На фиг. 61 представлены диаграммы зависимости температуры T_1 до и температуры T_2 после адиабатического расширения в рабочей машине и к. п. д. генератора и всей установки в зависимости от давления генерированного газа (к. п. д. расширительной машины принят равным 85%). Максимальная экономичность всей установки достигается при давлении около 4—5 *ата*. При меньших давлениях генерированного газа уменьшается перепад тепла в расширительной машине, а при больших давлениях генери-

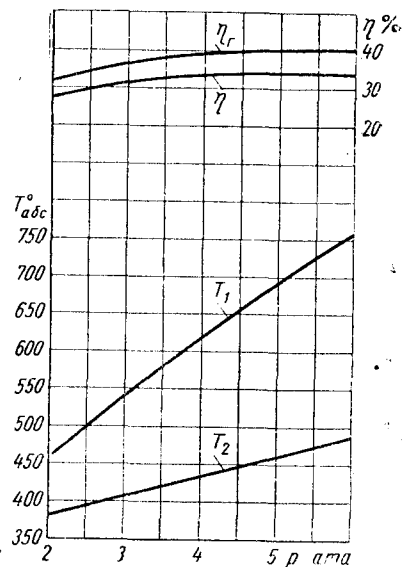
рованного газа доминирующее влияние оказывает уменьшение веса генерированного газа, приходящегося на 1 кг сжигаемого топлива.

Результаты расчета хорошо совпадают с результатами испытаний генератора газов фирмы Гетаверкен.

При испытании образца был получен эффективный к. п. д. 33,5% при давлении генерированных газов около 5 *атм*. Примерно ту же цифру дают результаты расчетов.



Фиг. 60. Коэффициент избытка воздуха генераторного режима, среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания и количество газа в зависимости от давления генерированных газов.



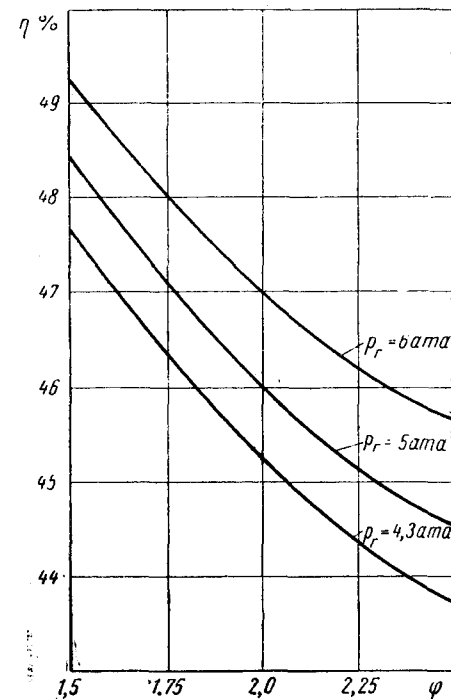
Фиг. 61. Температуры генерированного газа T_1 и T_2 до и после расширительной машины и к. п. д. генератора η_2 и комбинированного двигателя η в зависимости от давления генерированных газов.

Таблица 7

Определение номинального давления генерированных газов

Обозначение	Размерность	Расчетные величины при давлении p_2 в <i>атм</i>				
		2	3	4	5	6
T_r	° абс.	540	623	724	812	892
T_1	° абс.	460	540	615	690	760
k	—	1,35	1,34	1,31	1,30	1,30
T_2	° абс.	380	407	429	458	487
n	—	1,38	1,36	1,35	1,34	1,33
G_T	кг/кг	147,0	100,9	75,6	59,1	50,5
η_2	%	31,8	35,8	39,2	39,5	40,2
η	%	27,1	29,8	33,7	33,5	34,2

Для исследования влияния коэффициента избытка продувочного воздуха на к. п. д. двухтактного генератора газов были произведены расчеты для разных коэффициентов избытка продувочного воздуха от 1,5 до 2,5. Расчеты производились для цилиндра сгорания со степенью сжатия $\varepsilon = 9$. Механический к. п. д. был принят равным $\eta_m = 0,9$, к. п. д. компрессора $\eta_k = 0,85$ и коэффициент остаточных газов $\gamma = 0,05$. По результатам расчетов построена диаграмма (фиг. 62) зависимости к. п. д. от коэффициента избытка продувочного воздуха для разных давлений генерированного газа. При всех давлениях генерированного газа к. п. д. падает с увеличением коэффициента избытка продувочного воздуха. При расчетах выяснилось, что коэффициент избытка продувочного воздуха почти не влияет на температуру газов перед турбиной. Это может быть объяснено тем, что при малых значениях коэффициента избытка продувочного воздуха уменьшается среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания, необходимое для привода компрессора. Одновременно увеличивается коэффициент избытка воздуха генераторного режима и температура газов в цилиндре сгорания.



Фиг. 62. Влияние коэффициента избытка продувочного воздуха на к. п. д. двухтактного генератора газов.

При больших значениях коэффициента избытка продувочного воздуха коэффициент избытка воздуха генераторного режима уменьшается и температура продуктов сгорания увеличивается, но перед турбиной продукты сгорания смешиваются с большим количеством продувочного воздуха, имеющего довольно низкую температуру. В результате смешения температура газов перед турбиной остается примерно одинаковой при всех значениях коэффициента избытка продувочного воздуха.

§ 17. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ МЕХАНИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ГАЗОВ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ЗАДАННОЙ МОЩНОСТИ РАСШИРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Размеры механического генератора газов определяются в зависимости от мощности расширительной машины, исходя из оптимального режима работы.

Расход газа в расширительной турбине или поршневой машине на каждую л. с. определяется по формуле

$$g_z = \frac{632}{(i_1 - i_2) \eta_T} = \frac{632m}{(I_1 - I_2) \eta_T} \text{ кг/л. с. ч.}, \quad (117)$$

где η_T — к. п. д. расширительной машины;

m — молекулярный вес генерированного газа.

По заданной мощности расширительной машины легко определяется количество газов, которое должен производить генератор газов в час:

$$G_z = N_T g_z \text{ кг/час.} \quad (118)$$

Зная из предыдущих расчетов количество газа G_T , получаемого при сгорании 1 кг топлива в цилиндре сгорания, находим расход топлива в генераторе газов за 1 час его работы:

$$G_e = \frac{G_z}{G_T} = \frac{N_T g_z}{1 + \varphi a_z L_0} \text{ кг/час.} \quad (119)$$

Полезный объем, описываемый поршнями цилиндров сгорания генератора газов за 1 час,

$$V = z \frac{\pi d^2}{4} S n 60 (1 - \psi) \text{ м}^3/\text{час}, \quad (120)$$

где z — число цилиндров сгорания генератора газов;

d — диаметр цилиндров сгорания в м;

S — ход поршня в м;

n — число оборотов в минуту коленчатого вала генератора.

Вес продуктов сгорания при общем полезном объеме V камер сгорания генератора газов

$$G_{n.c} = \frac{10^4 p_a V \eta_v}{R T_a} \left(1 + \frac{1}{a L_0} \right) \text{ кг/час}, \quad (121)$$

где η_v — коэффициент наполнения, определяемый по формуле (43).

К продуктам сгорания добавляется избыток продувочного воздуха в количестве

$$G_{n.a} = \frac{10^4 p_a V \eta_v}{R T_a} (\varphi - 1) \text{ кг/час.} \quad (122)$$

Общий вес газозвушной смеси, состоящей из продуктов сгорания и избытка продувочного воздуха,

$$G_z = \frac{10^4 p_a V \eta_v}{R T_a} \left(1 + \frac{1}{a L_0} \right) \text{ кг/час.} \quad (123)$$

После подстановки в последнее уравнение количества газов, которое должен производить генератор, по формуле (118) находим необходимый полезный объем цилиндров сгорания

$$V = \frac{N_T g R T_a a L_0}{\eta_v 10^4 p_a (1 + \varphi a L_0)} \text{ м}^3/\text{час.} \quad (124)$$

По найденному полезному объему цилиндров сгорания из формулы (120) находится объем одного цилиндра сгорания, соответствующий полному ходу поршня:

$$V_d = \frac{\pi d^2}{4} S = \frac{V}{60 z n (1 - \psi)} \text{ м}^3. \quad (125)$$

При проектировании цилиндра сгорания генератора газов обычно задаются отношением длины хода поршня к диаметру цилиндра $\frac{s}{d} = b$. Эта величина выбирается в тех же пределах, что и для двухтактных двигателей:

для прямооточной клапанно-щелевой продувки $b = 1,1 \div 1,2$;
для прямооточной щелевой продувки $b = 1,4 \div 1,5$.

Диаметр цилиндра сгорания при этом определяется по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 V_d}{\pi b}} \text{ м} \quad (126)$$

и ход поршня

$$S = b d \text{ м.} \quad (127)$$

Размеры компрессора устанавливаются следующим образом. Вес воздуха, который должен подать компрессор за один час,

$$G = \frac{10^4 \varphi p_a V \eta_v}{R T_a} \text{ кг/час.} \quad (128)$$

С другой стороны, подача компрессора может быть выражена через размеры самого компрессора

$$G = \gamma_0 \lambda S_k F_k n i 60 \text{ кг/час}, \quad (129)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора, определяемый по формуле (35);

$\gamma_0 = \frac{10^4 p_0}{R T_0}$ — удельный вес воздуха перед всасывающей трубой компрессора в кг/м³;

i — число цилиндров компрессора;
 n — число оборотов вала компрессора в минуту;
 $F_k = \frac{\pi d_k^2}{4}$ — площадь поршня компрессора в m^2 .

Задаваясь отношением хода поршня к диаметру цилиндра, из последней формулы можно найти диаметр и затем ход поршня компрессора.

Число цилиндров компрессора должно быть связано с числом цилиндров сгорания. Наибольшая равномерность подачи и потребления воздуха происходит при равенстве числа цилиндров компрессора числу цилиндров сгорания. При использовании компрессоров двойного действия число цилиндров компрессора может быть в два раза меньше числа цилиндров сгорания. Этим достигается минимальное колебание давления воздуха в ресивере перед цилиндрами сгорания.

§ 18. ОСОБЕННОСТИ ДВУХТАКТНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА

Для удовлетворения всех нужд промышленности и транспорта требуются силовые установки различной мощности. Механические генераторы газов позволяют легко получить целую гамму мощности простым изменением числа цилиндров.

При размерах цилиндра сгорания $d = 270$ мм и $S = 300$ мм и соответствующих размерах цилиндра компрессора двойного действия $d_k = 620$ мм и $S_k = 280$ мм можно генерировать газ с давлением $p_c = 6$ ата и температурой $T_1 = 500^\circ C$. Генератор генерирует газ для расширительной машины мощностью 1500 л. с. при 750 об/мин в четырех цилиндрах сгорания и двух цилиндрах компрессора двойного действия. Для расширительной машины мощностью в 2250 л. с. генератор должен иметь шесть цилиндров сгорания и три цилиндра компрессора тех же размеров. При восьми цилиндрах сгорания и четырех цилиндрах компрессора генератор вырабатывает газ для машины мощностью в 3000 л. с. при тех же размерах цилиндров и при том же числе оборотов коленчатого вала генератора.

Возможность получения гаммы мощностей за счет изменения числа цилиндров установки является большим удобством при производстве механических генераторов газа.

Двухтактный процесс в цилиндрах сгорания обеспечивает большую мощность и равномерность вращения, чем четырехтактный процесс при том же числе цилиндров сгорания. Кроме этого, двухтактные генераторы газов обладают рядом преимуществ перед обычными двухтактными дизелями.

Двухтактные дизели создают большую тепловую нагрузку цилиндра, головки и поршневой группы. В генераторе газа сго-

рание топлива происходит при коэффициенте избытка воздуха генераторного режима, который больше коэффициента избытка воздуха в дизелях. Поэтому температура газов на линии расширения в цилиндре сгорания у механических генераторов газа на $250—300^\circ$ ниже, чем у дизелей тех же размеров. Уменьшение температуры вызывает уменьшение тепловой нагрузки цилиндра, головки и поршневой группы, что облегчает условия смазки этих деталей.

Последнее обстоятельство очень благоприятно влияет при эксплуатации генераторов газа. За 8 лет эксплуатации механического генератора газов в Швеции износ стенок цилиндра диаметром 300 мм составил всего 0,2 мм.

Вторым существенным преимуществом двухтактного механического генератора газов перед двухтактным дизелем является возможность применения больших коэффициентов избытка продувочного воздуха. В обычных дизелях коэффициент избытка продувочного воздуха составляет 1,2—1,4 по отношению к рабочему объему цилиндра, который мог бы заполнить воздух при температуре и давлении окружающей среды. При расчете механического генератора газов коэффициент избытка воздуха был принят равным 1,5 по отношению к сжатому воздуху после компрессора. В переводе к давлению и температуре окружающей среды коэффициент избытка продувочного воздуха у механических генераторов газа будет составлять около 5—6 в зависимости от давления генерированных газов.

Значительное увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха в двухтактных дизелях невыгодно из-за того, что излишек продувочного воздуха будет попадать в атмосферу и определенное количество работы, затраченное на сжатие продувочного воздуха, будет потеряно.

В механических генераторах газа можно допускать большие значения коэффициента избытка продувочного воздуха, так как избыток воздуха попадает из цилиндра сгорания не в атмосферу, а расширяется в рабочей машине, где отдает в идеальном случае при расширении ту работу, которая была затрачена на сжатие его в компрессоре. С учетом к. п. д. машин возврат работы будет неполным, однако уменьшение к. п. д. дизеля с увеличением коэффициента избытка продувочного воздуха будет значительно более сильным, чем у механического генератора газов. За счет большего коэффициента избытка продувочного воздуха в цилиндрах сгорания генератора очистка цилиндра от остаточных газов будет происходить лучше, чем в дизелях.

Попутно можно заметить, что продувочный воздух, проходя через камеру сгорания, охлаждает цилиндр и днище поршня. Это дополнительно улучшает условия смазки поршней, трение которых о стенки цилиндра составляет до 75% всех механических потерь в дизелях.

§ 19. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить основные размеры механического генератора газов для расширительной машины мощностью 750 л. с. К. п. д. расширительной машины $\eta_T = 0,85$. Цилиндр сгорания генератора двухтактный с клапанно-щелевой продувкой.

Для нахождения оптимального давления генерированных газов воспользуемся результатами расчета двухтактного генератора с кривошипно-шатунным механизмом. Из табл. 7 следует, что наилучшие результаты при коэффициенте избытка продувочного воздуха $\varphi = 1,5$ получаются при давлении газов перед турбиной $p_2 = 4,0$ ата. Этому давлению соответствует коэффициент избытка воздуха генераторного режима $d_2 = 3,48$.

Удельный расход газа в расширительной машине находится по формуле (117) с учетом данных табл. 7:

$$g_2 = \frac{632m}{(I_1 - I_2) \eta_T} = \frac{632 \cdot 28,9}{(3740 - 2240) 0,85} = 14,32 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Производительность генератора

$$G_2 = N_T g_2 = 750 \cdot 14,32 = 10\,740 \text{ кг/час.}$$

Расход топлива в генераторе газов за один час работы находится по формуле (119):

$$G_e = \frac{N_T g_2}{1 + \varphi d_2 L_0'} = \frac{10\,740}{1 + 1,5 \cdot 3,48 \cdot 14,3} = 142 \text{ кг/час.}$$

Удельный расход топлива

$$g_e = \frac{G_e}{N_T} = \frac{142}{750} = 0,189 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Коэффициент наполнения цилиндра сгорания может быть найден по формуле (43)

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma} = \frac{10}{10 - 1} \cdot \frac{4,24}{4,48} \cdot \frac{468}{468} \cdot \frac{1}{1 + 0,05} = 1,0.$$

Коэффициент наполнения, отнесенный к полезной части хода поршня, очень близок в двухтактных цилиндрах сгорания к единице.

Полезный объем цилиндра сгорания находится по формуле (124)

$$V = \frac{N_T g R T_a \alpha L_0'}{10^4 \eta_v p_a (\varphi d_2 L_0' + 1)} = \frac{10\,740 \cdot 29,3 \cdot 468 \cdot 3,48 \cdot 14,3}{1,0 \cdot 42\,400 (1,5 \cdot 3,48 \cdot 14,3 + 1)} = 2285 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Принимая число циклов генератора в минуту $n = 1000$, потерянную долю хода в цилиндре сгорания $\psi = 0,3$ и число цилиндров сгорания $z = 6$, по формуле (125) находим необходимый объем цилиндра сгорания

$$V_0 = \frac{V}{60zn(1 - \psi)} = \frac{2285}{60 \cdot 6 \cdot 1000(1 - 0,3)} = 9,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Приняв отношение хода поршня к диаметру цилиндра сгорания $b = 1,3$, получим по формуле (126) диаметр цилиндра сгорания

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi b}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 9,06}{\pi \cdot 1,3 \cdot 10^3}} = 0,208 \text{ м.}$$

Ход поршня

$$S = bd = 1,3 \cdot 0,208 = 0,270 \text{ м.}$$

Вес воздуха, подаваемого компрессором,

$$G = \varphi \frac{10^4 p_a V \eta_v}{R T_a} = \frac{1,5 \cdot 42\,400 \cdot 2285 \cdot 1,0}{29,3 \cdot 468} = 10\,600 \text{ кг/час.}$$

Принимая для компрессора отношение хода поршня к диаметру цилиндра $b = \frac{S_k}{d_k} = 0,8$, получим из формулы (129) диаметр поршня трехцилиндрового компрессора. При $p_k = 4,48$ ата коэффициент подачи компрессора (фиг. 44) $\lambda = 0,8$:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{4G}{\gamma \lambda b \pi n i 60}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10\,600}{1,2 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \pi 1000 \cdot 3 \cdot 60}} = 0,460 \text{ м.}$$

Ход поршня компрессора

$$S_k = b d_k = 0,8 \cdot 0,460 = 0,368 \text{ м.}$$

ГЛАВА V

ТУРБОПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ВЫСОКИМ НАДДУВОМ

§ 20. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ НАДДУВА

Наддув дизелей, получивших сейчас широкое распространение, позволяет увеличить мощность установки при тех же габаритах, либо уменьшить габариты при неизменной мощности.

Наддув осуществляется с помощью специальных агрегатов. Наддувочные агрегаты, например, центробежные или осевые воздухоподувки, роторно-шестеренчатые, роторно-пластинчатые или поршневые нагнетатели, могут быть связаны с валом двигателя механической передачей. Агрегат газотурбинного наддува не имеет такой механической связи. Газовая турбина, использующая энергию выпускных газов, и воздухоподувка представляют собой самостоятельный агрегат, связанный с дизелем лишь с помощью газопровода.

Связь наддувочного устройства с двигателем обуславливает различие в работе дизеля.

При снижении числа оборотов первая группа нагнетателей уменьшает количество сжимаемого воздуха. Величина нагрузки двигателя не оказывает на нагнетатель почти никакого влияния.

При газотурбинном наддуве давление и количество сжимаемого воздуха постоянны при условии неизменности давления выпускных газов перед турбиной. При изменении нагрузки и числа оборотов двигателя давление выпускных газов перед турбиной будет меняться, что приведет к изменению давления и количества сжимаемого воздуха. В последнем случае на работу наддувочного устройства влияют сразу два фактора: нагрузка и число оборотов.

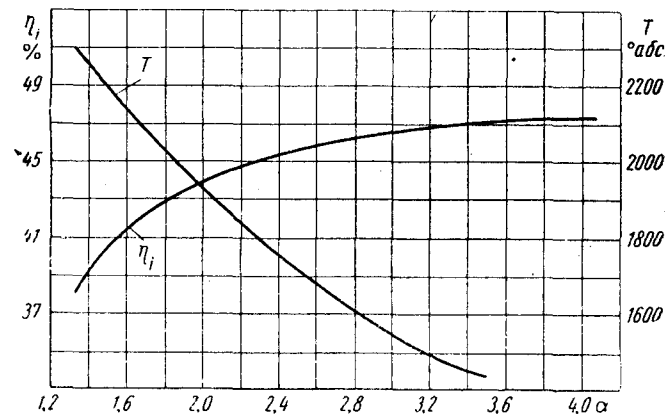
Таким образом, характеристики дизеля зависят от типа применяемых наддувочных устройств. Чтобы не учитывать влияния различных нагнетателей на работу двигателя внутреннего сгорания, будем рассматривать наддув при одном режиме.

Увеличение среднего эффективного давления может происходить двумя путями:

1) за счет уменьшения коэффициента избытка воздуха при постоянном количестве воздуха в цилиндре;

2) путем увеличения количества воздуха, подаваемого в цилиндр за счет наддува, при неизменном коэффициенте избытка воздуха.

Первый путь означает, что за счет лучшего распыливания топлива удастся работать при меньших значениях α . Уменьшение α вызывает увеличение среднего индикаторного давления. При этом неизбежно увеличивается температура сгорания (фиг. 63). Повышение температуры сгорания ведет к увеличению температурных напряжений в деталях двигателя. Горение



Фиг. 63. Зависимость температуры конца видимого сгорания и индикаторного к. п. д. от коэффициента избытка воздуха.

топлива при малом коэффициенте избытка воздуха происходит хуже. Получается дымный выпуск.

Второй путь значительно удобнее первого, так как увеличение среднего эффективного давления происходит без увеличения температурных напряжений при постоянном коэффициенте избытка воздуха. На фиг. 64 показаны индикаторные и тепловые диаграммы двигателя с наддувом и без наддува. Цилиндр заряжается воздухом при давлении соответственно 2 ага и 1 ага. Так как температура свежего воздуха в обоих случаях равна, то и общий ход температурных кривых остается одинаковым. Для сжатия это непосредственно вытекает из формулы

$$T_c = T_a \epsilon^{n-1},$$

т. е. при одинаковых степенях сжатия и температурах начала сжатия конечные температуры будут равны.

Температура конца видимого сгорания определяется по формуле (65). При одинаковых коэффициентах избытка воздуха в дизеле с наддувом и без наддува будут равны и теплоемкости

продуктов сгорания. При равенстве коэффициентов остаточных газов в обоих случаях будут равны коэффициенты молекулярного изменения. Ввиду равенства всех величин, входящих в формулу (65), температура конца видимого сгорания для дизеля с наддувом и без наддува будет одинакова.

Степень предварительного расширения выражается формулой (66), куда входят величины, равные для дизеля с наддувом и без наддува. Ввиду равенства степеней сжатия и степеней предварительного расширения будут равны и степени последующего расширения.

Нетрудно видеть, что и температуры конца расширения будут равны:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}}.$$

Равенство всех температур рабочего цикла двигателей с наддувом и без наддува наглядно представлено на тепловой диаграмме (фиг. 64, б).

Это положение хорошо подтверждается экспериментально. На фиг. 65 показана зависимость температуры выпускных газов от коэффициента избытка воздуха для различных давлений наддува при постоянном противодавлении на выпуске (кривая построена на основании опытов ЦИАМ) [35]. Для всех давлений наддува в пределах 1—1,8 *ата* экспериментальные точки температур выпуска очень хорошо укладываются в одну кривую. Отсюда

можно сделать важный вывод: при постоянной температуре воздуха после нагнетателя температура выпускных газов зависит не от давления наддува, а только от коэффициента избытка воздуха.

Температурные напряжения более вредны для двигателя, чем напряжения от давления. Это подтверждается следующим фактом: в процессе восьмилетней эксплуатации механического

генератора газов завода Гёттаверкен, который работал при давлении наддува больше 5 *ата*, цилиндр сгорания имел очень малый износ стенок по сравнению с двигателями тех же размеров, но без наддува [43].

Повышение мощности двигателя происходит при увеличении числа оборотов вала. Однако число оборотов зависит от износа деталей двигателя, которые более чувствительны к повышению числа оборотов, чем к повышению давления газов. Применение высокого давления наддува и механического генератора газов позволяет резко увеличить среднее эффективное давление в цилиндре без ухудшения эксплуатационных свойств двигателя.

Среднее индикаторное давление двигателя с наддувом может быть найдено следующим образом.

Вес засасываемого в цилиндр воздуха при давлении p_1 и температуре T_1

$$G_{возд} = \eta_v V_h \frac{288 p_1}{T_1} \gamma_0 = 341 \eta_v V_h \frac{p_1}{T_1}, \quad (130)$$

где $\gamma_0 = 1,183 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воздуха при $p_0 = 1 \text{ кг/см}^2$; $T_0 = 288^\circ \text{ абс.}$ и влажности воздуха 60%.

При коэффициенте избытка воздуха α и теоретически необходимом количестве L_0 воздуха для сгорания 1 *кг* топлива количество топлива, необходимое на один рабочий ход,

$$q' = \frac{341 \eta_v V_h p_1}{\alpha L_0 T_1}.$$

Индикаторная работа за один ход поршня

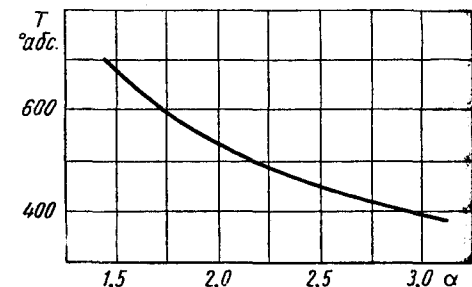
$$AL_i = A10^4 p_i V_h = \eta_i q' Q_n,$$

откуда

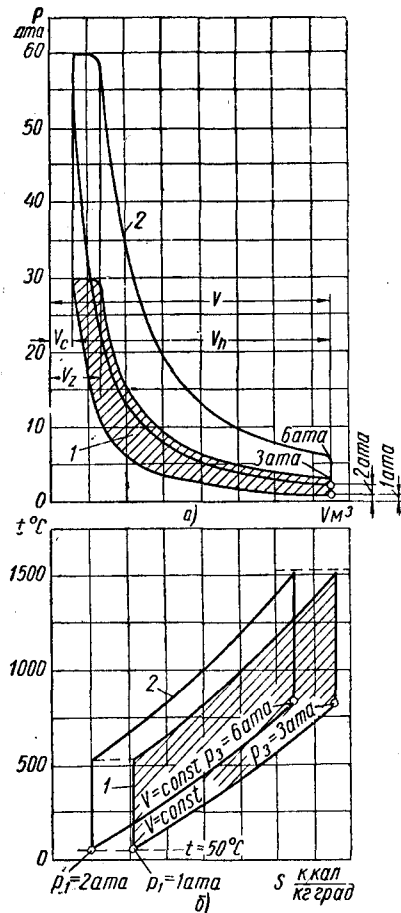
$$p_i = \frac{14,6 \eta_i \eta_v p_1 Q_n}{\alpha L_0 T_1}. \quad (131)$$

Подставляя из формулы (43) значение коэффициента наполнения в уравнение (131), получим окончательное выражение для среднего индикаторного давления [35]:

$$p_i = 14,6 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{\eta_i}{\alpha L_0} \frac{p_a}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma} Q_n. \quad (132)$$



Фиг. 65. Температура выпускных газов в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Давление наддува в пределах 1—1,8 *ата*.



Фиг. 64. Диаграммы работы двигателей:

а — индикаторные; б — тепловые; 1 — без наддува; 2 — с наддувом.

Формула указывает, что:

1) при постоянной степени сжатия среднее индикаторное давление возрастает пропорционально начальному давлению p_{α} определяемому наддувом;

2) среднее индикаторное давление понижается с увеличением температуры начала сжатия; этим объясняется применение холодильника для воздуха в двигателях с высоким наддувом;

3) увеличение коэффициента избытка воздуха снижает среднее индикаторное давление.

Среднее эффективное давление также увеличивается с возрастанием давления наддува. На фиг. 19 эта зависимость показана в виде кривой, построенной для двухтактного дизеля на основании данных фирмы Зульцер.

При давлении наддува 6 *ата* было достигнуто среднее эффективное давление 18,3 *кг/см²*. В четырехтактном дизеле среднее эффективное давление будет выше за счет большего механического к. п. д. и отсутствия потерянной доли хода.

Расход топлива на 1 *л. с. ч.* в существующих дизелях с наддувом от приводных нагнетателей остается почти постоянным и для дизелей с газотурбинным наддувом несколько уменьшается.

Увеличение давления нагнетаемого воздуха при увеличении коэффициента избытка воздуха повышает среднее эффективное давление в цилиндре двигателя внутреннего сгорания и одновременно уменьшает термическую напряженность процесса.

С. И. Погодин провел испытание работы четырехтактного двигателя с высоким наддувом. Исследования проводились на дизеле со следующими данными:

Диаметр цилиндра в мм	140
Ход поршня в мм	170
Степень сжатия	10
Число оборотов в минуту	2200

При испытании изменялось давление наддува в пределах от 3,5 до 7 *кг/см²*. Отношение давления сжатого воздуха к давлению в выпускном коллекторе было равно 1,25. Для всех давлений наддува коэффициент наполнения составлял 0,94—0,96. При постоянной температуре сжатого воздуха $t_k = 160^\circ \text{C}$ коэффициент наполнения мало зависит от абсолютных величин давления наддува и противодавления на выпуске, поэтому в комбинированных двигателях с высоким наддувом процесс наполнения может быть высоко совершенным.

Применение высоких давлений наддува позволяет сильно увеличить литровую мощность турбопоршневых двигателей. В опытах с тем же двигателем при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,7$ и температуре сжатого воздуха 160°C при увеличении наддува с 3,5 до 7 *кг/см²* среднее индикаторное давление увеличилось с 20 *кг/см²* до 40 *кг/см²* при сохранении удельного индикаторного расхода топлива около 148 *г/л. с. ч.*

Повышение наддува весьма благоприятно сказывается на динамике процесса сгорания. При увеличении наддува период запаздывания воспламенения топлива уменьшается. В соответствии с этим уменьшается степень повышения давления при сгорании и скорость нарастания давления. Если при наддуве $p_k = 3,5 \text{ атм}$ скорость нарастания давления составляла около $6,8 \text{ кг/см}^2 \text{ град}$, то при наддуве $p_k = 7,2 \text{ атм}$ максимальная скорость нарастания давления была $4,6 \text{ кг/см}^2 \text{ град}$.

§ 21. РАСЧЕТ ТУРБОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

При форсировании современных дизелей путем наддува повышается энергия, заключенная в выпускных газах. Использование энергии выпускных газов в газовой турбине приводит к созданию турбопоршневых двигателей. При этом возрастают как к. п. д. установки, так и ее мощность.

Повышение давления наддува без применения газовой турбины уменьшает к. п. д. установки [35].

В качестве примера рассмотрим возможность форсирования тепловозного дизеля 2Д100.

Двигатель 2Д100 — десятицилиндровый двухтактный дизель со встречно-движущимися поршнями, струйным распыливанием топлива и прямоточной продувкой. На фиг. 66 показан продольный разрез этого двигателя.

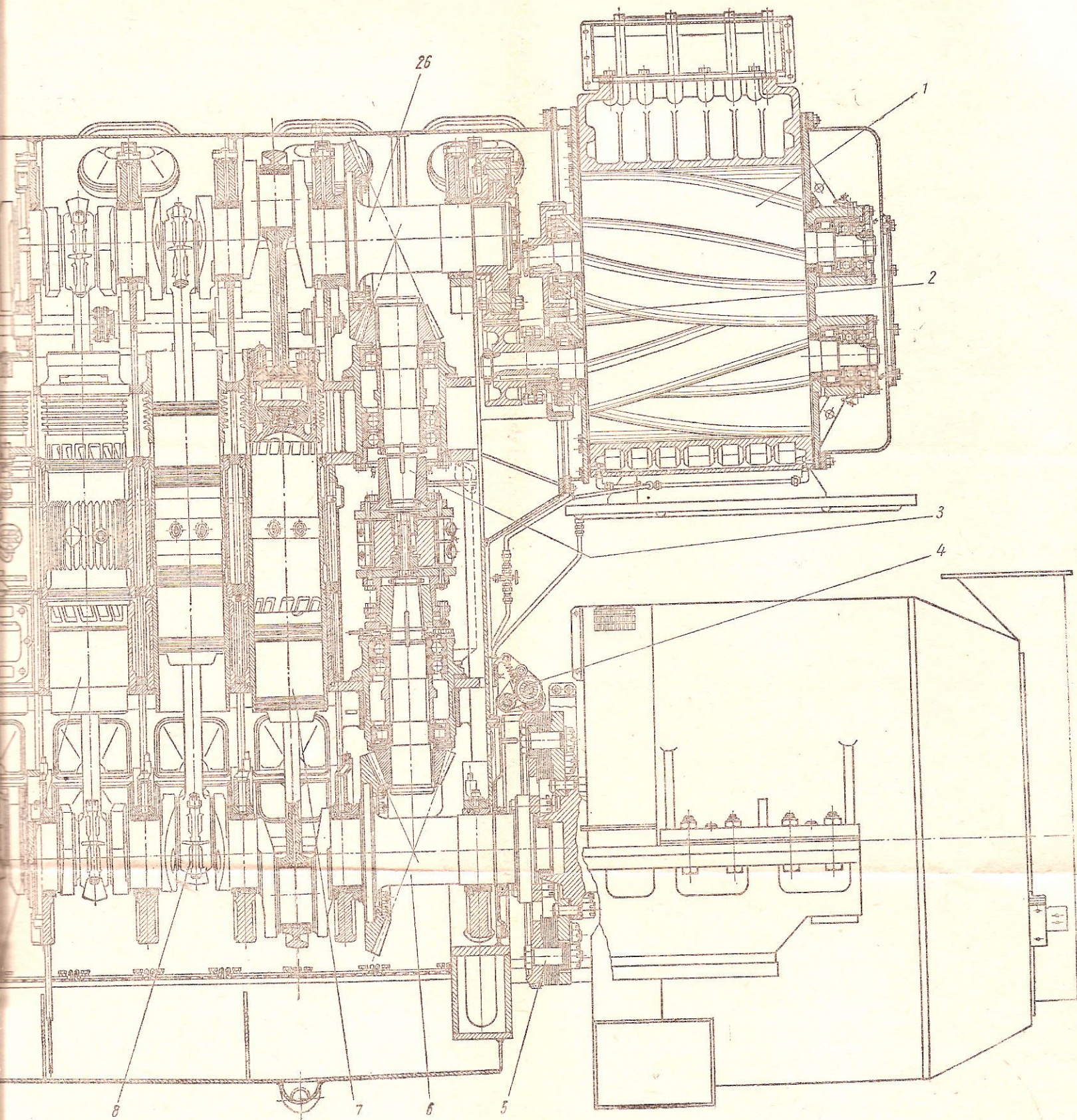
Блок цилиндров представляет собой стальную сварную конструкцию, на которой укреплены все узлы и детали. Поршни перемещаются в десяти цилиндрических гильзах, вставленных в блок цилиндров. В каждой гильзе находятся два поршня, соединенных с верхним и нижним коленчатыми валами двигателя. Валы отлиты из модифицированного чугуна. Нижний коленчатый вал опережает верхний на 12° . Минимальный объем камеры сгорания устанавливается при положении первого кривошипа верхнего коленчатого вала за 6° до в. м. т. При указанной величине опережения с верхнего вала снимается около $\frac{1}{3}$ мощности всего дизеля, а с нижнего $\frac{2}{3}$. Верхний и нижний коленчатые валы связаны между собой вертикальной синхронизирующей передачей. Часть мощности верхнего коленчатого вала расходуется на привод воздухоподкачивающего компрессора, сжатый воздух из которой используется для продувки цилиндров двигателя. Остальная мощность через конические зубчатые колеса и синхронизирующий вал передается нижнему коленчатому валу. Мощность нижнего коленчатого вала используется для привода электрического генератора.

Синхронизирующий вал изготовлен из двух частей, соединенных упругой муфтой с цилиндрическими пружинами. Муфта компенсирует удлинение частей вала.

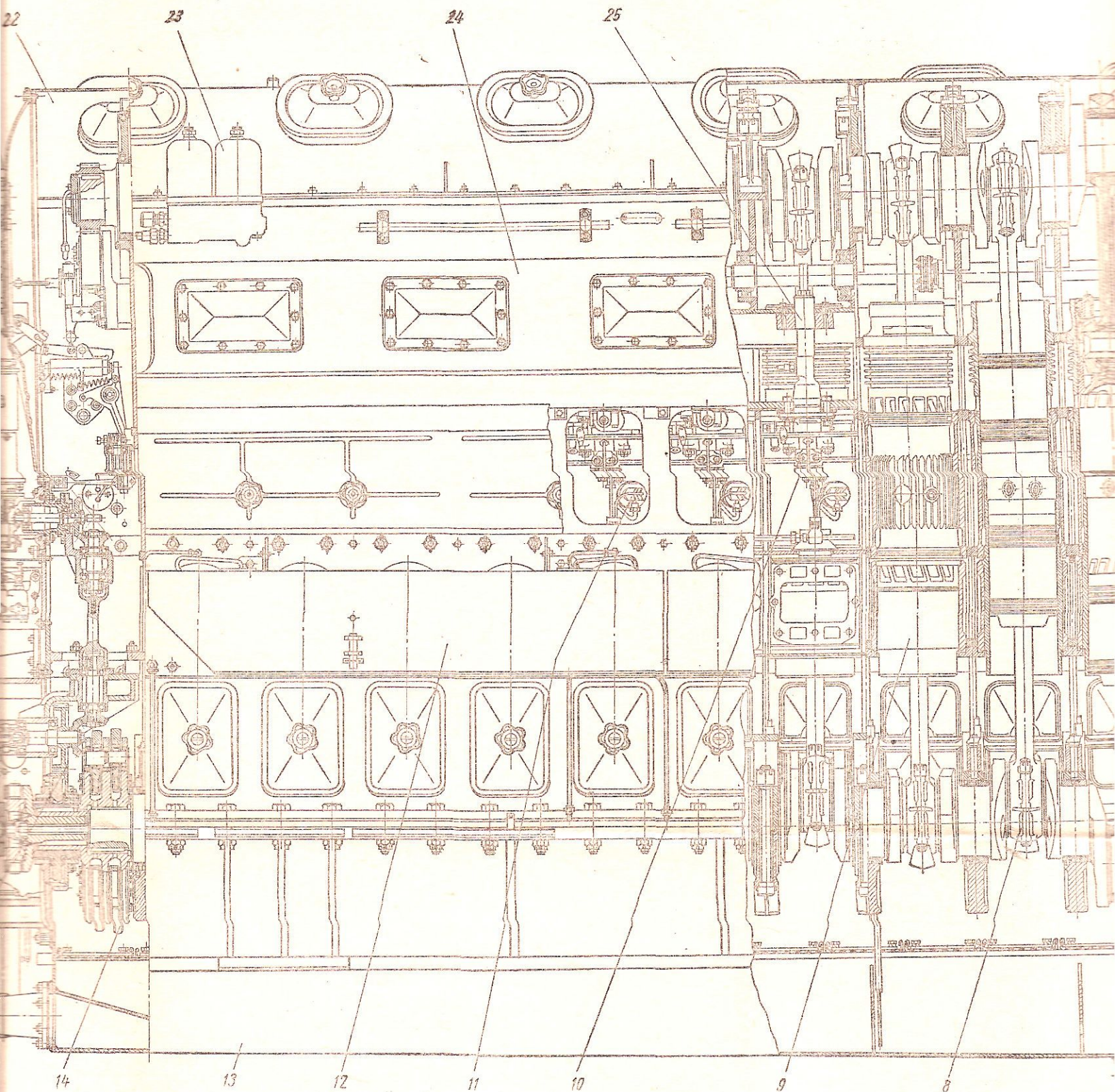
Два распределительных вала приводятся во вращение с помощью цилиндрических зубчатых колес от верхнего коленчатого вала.

Распределительные валы приводят в действие секции топливных насосов. Каждый цилиндр обслуживается двумя секциями. Две закрытые форсунки начинают подавать топливо в цилиндр при положении кривошипа нижнего коленчатого вала за 18° до внутренней мертвой точки.

Сравним двигатель 2Д100 с форсированным двигателем тех же размеров. Форсирование осуществим за счет высокого наддува и использования энергии выпускных газов в газовой турбине. Давление газов перед турбиной примем 3 атм . В соответствии с этим давлением сжатие воздуха в компрессоре должно происходить до $3,36 \text{ кг/см}^2$. Будем считать, что обе установки работают с одинаковым коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,75$ и проведем для них тепловой расчет.

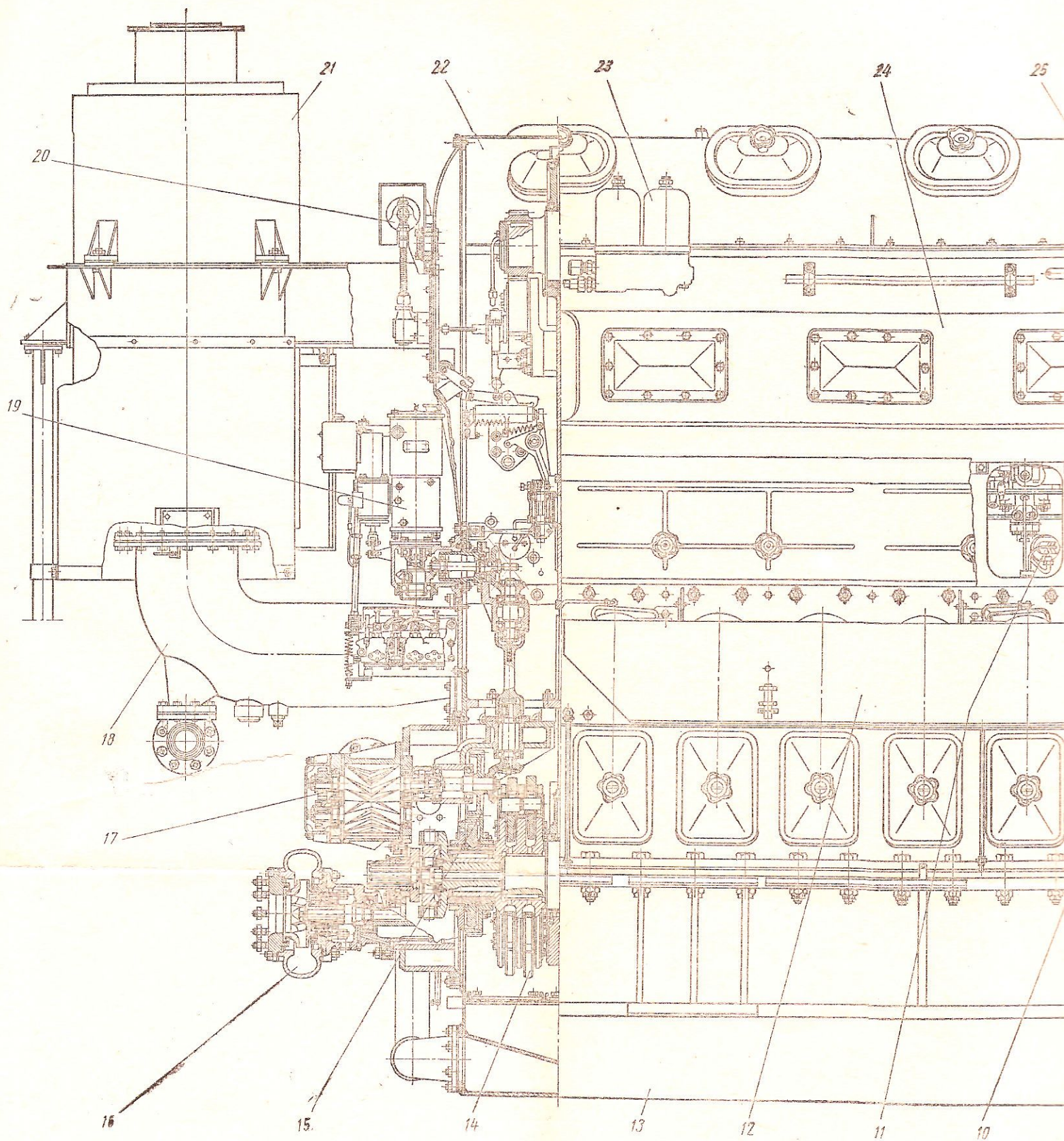


2Д100
 1 — форсунка; 2 — цилиндрический блок; 3 — рама двигателя;
 4 — масляный насос; 5 — выпускные патрубки; 6 — регулятор числа
 оборотов; 7 — фильтр тонкой очистки топлива; 8 — воздушный
 фильтр; 9 — верхний коленчатый вал.



Фиг. 66. Тепловозный дизель 2Д100

1 — воздухоподка; 2 — привод воздухоподка; 3 — вертикальная передача; 4 — валоповоротное устройство; 5 — муфта привода генератора; 6 — коленчатый вал; 7 — поршень; 8 — шатун; 9 — гильза цилиндра; 10 — топливный насос; 11 — форсунка; 12 — цилиндрический блок; 13 — муфта привода генератора; 14 — маятниковый антивибратор; 15 — привод к насосам; 16 — водяной насос; 17 — масляный насос; 18 — выпускные патрубки; 19 — тахометр; 20 — глушитель выпуска; 21 — верхняя крышка цилиндрического блока; 22 — фильтр тонкой очистки топлива; 23 — ресивер; 24 — толкатель топливного насоса; 25 — верхний коленчатый вал.



Основные данные двигателя 2Д100

Диаметр d цилиндра в мм	207
Ход S поршня в мм	254
Рабочий объем V_h одного цилиндра в л.	17,09
Среднее эффективное давление p_e в кг/см ²	6,3
Число оборотов в минуту	850
Мощность N в л. с.	2000
Полезная степень сжатия ϵ	15,1
Коэффициент избытка продувочного воздуха φ	1,66
Потерянная доля хода ψ	0,20
Степень повышения давления λ	1,8
Давление воздуха после нагнетателя p_k в кг/см ²	1,41
Коэффициент остаточных газов γ	0,05

Температура воздуха после нагнетателя в дизеле 2Д100 при номинальном режиме составляет 62°С. Температура начала сжатия в цилиндре двигателя может быть найдена по формуле (44):

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_c}{1 + \gamma} = \frac{335 + 10 + 0,05 \cdot 750}{1 + 0,05} = 364^\circ \text{ абс.}$$

Примем для расчета, что потеря давления в выпускных и продувочных окнах равна 0,2 кг/см². При этом давление начала сжатия $p_a = 1,2 \text{ ата}$.

Задаваясь величиной показателя политропы сжатия $n_1 = 1,35$, найдем по формуле (58) температуру конца сжатия

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = 364 \cdot 15,1^{1,35 - 1} = 933^\circ \text{ абс.}$$

Средняя температура на политропе сжатия

$$T_{cp} = \frac{T_a + T_c}{2} = \frac{364 + 933}{2} = 648^\circ \text{ абс.}$$

С помощью фиг. 52 находим для средней температуры показатель адиабаты для воздуха $k = 1,35$, который принимаем за средний показатель политропы сжатия. В данном случае показатель совпал с первоначально принятым значением и перерасчет делать не нужно.

Давление в конце сжатия определяем по формуле (59):

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} = 1,2 \cdot 15,1^{1,35} = 46,7 \text{ ата.}$$

По заданному коэффициенту степени повышения давления находим давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,8 \cdot 46,7 = 84,1 \text{ кг/см}^2.$$

В результате испытания дизелей 2Д100 на Харьковском тепловозостроительном заводе было установлено, что максимальное давление сгорания при номинальном режиме составляет 76—86 кг/см². Для одного дизеля допускается разность максимальных давлений сгорания по отдельным цилиндрам не более 8 кг/см².

Для создания комбинированного двигателя на базе дизеля 2Д100 необходимо заменить ротационную воздуходувку поршневым компрессором или двухступенчатым нагнетателем и для использования энергии выпускных газов поставить газовую турбину. Общая компоновка такого комбинированного двигателя будет похожа на конструкцию, показанную на фиг. 17. Давление начала сжатия в цилиндре сгорания комбинированного двигателя примем равным 3,18 кг/см², тогда при той же степени сжатия давление конца сжатия будет значительно выше, чем в дизеле 2Д100. Механизм дизеля 2Д100 может быть использован в комбинированном двигателе только в том случае, если максимальное давление сгорания в комбинированном двигателе не превысит 76—86 кг/см². Примем максимальное давление сгорания в ком-

бинированном двигателе $p_z = 84,1 \text{ кг/см}^2$. При степени повышения давления в комбинированном двигателе $\lambda = 1,8$ давление конца сжатия в цилиндре сгорания будет равно 46,7 ата. Зная начальное и конечное давления линии сжатия, можно определить необходимую степень сжатия в цилиндре сгорания комбинированного двигателя, при которой максимальное давление в цилиндре будет такое же, как и у дизеля 2Д100:

$$\epsilon = \left(\frac{p_c}{p_a}\right)^{\frac{1}{n_1}} = \left(\frac{46,7}{3,18}\right)^{\frac{1}{1,35}} = 7,31.$$

Температура конца видимого сгорания для обычного дизеля и для турбопоршневого двигателя определяется по формуле (65). При равных коэффициентах избытка воздуха, температурах конца сжатия и степенях повышения давления температура конца видимого сгорания в цилиндре дизеля и в цилиндре сгорания комбинированного двигателя будет одна и та же. Одинаковыми будут и степени предварительного расширения, определяемые по формуле (66).

В обоих случаях коэффициент выделения тепла был принят равным 0,85.

Определение степени последующего расширения, температуры и давления в конце расширения и среднего индикаторного давления производится обычным способом. Результаты теплового расчета дизеля 2Д100 и комбинированного двигателя приведены в табл. 8.

На привод нагнетателя в двухтактном дизеле затрачивается часть мощности. В дизелях без наддува эта часть сравнительно незначительна и обычно отдельно не определяется, а включается в величину механического к. п. д. Поэтому механический к. п. д. у двухтактных дизелей получается меньше, чем у четырехтактных. В комбинированных двигателях давление наддува достигает нескольких атмосфер и мощность, затрачиваемая на нагнетатель, может превысить эффективную мощность дизеля. При расчете комбинированных двигателей мощность нагнетателя нужно определить отдельно. Часть среднего индикаторного давления цилиндра сгорания комбинированного двигателя, расходуемая на нагнетатель, может быть найдена по формуле (100).

Принимая к. п. д. нагнетателя 0,85, получим среднее индикаторное давление, необходимое для привода нагнетателя в дизеле 2Д100:

$$p_{in} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{\eta_m T_a (1 + \gamma)} \frac{\varphi T_{ac}}{\eta_k} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_{ac}}\right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{15,1}{15,1 - 1} \cdot \frac{1,2}{0,85 \cdot 364 \cdot 1,05} \frac{1,66 \cdot 293}{0,85} \frac{1,47}{1,47 - 1} \left[\left(\frac{1,41}{0,95}\right)^{\frac{1,47 - 1}{1,47}} - 1 \right] = 0,95 \text{ кг/см}^2.$$

Мощность, затрачиваемая на нагнетатель, может быть найдена по формуле

$$N_n = \frac{p_i (1 - \psi) V_h n_z}{450} \text{ л. с.} \quad (133)$$

Используя полученное значение индикаторного давления, необходимое для привода нагнетателя в дизеле 2Д100, получаем

$$N_n = \frac{0,95 (1 - 0,2) 17,09 \cdot 850 \cdot 10}{450} = 246 \text{ л. с.}$$

При испытании воздухоудки дизеля 2Д100 на этом режиме мощность была определена в 250 л. с., что достаточно хорошо согласуется с нашим вычислением [8].

Соответствующие значения среднего индикаторного давления для привода компрессора и его мощность в случае комбинированного двигателя представлены в табл. 8.

Таблица 8

Результаты теплового расчета дизеля 2Д100 и комбинированного двигателя

Показатели	Формула для расчета	2Д100	Комбинированный двигатель
Действительная степень сжатия		15,1	7,31
Давление начала сжатия p_a в кг/см^2		1,2	3,18
Температура начала сжатия T_a в $^{\circ}\text{абс.}$	(44)	364	458
Показатель политропы сжатия p_1		1,35	1,35
Температура конца сжатия T_c в $^{\circ}\text{абс.}$	(58)	933	933
Кажущееся число атомов продуктов сгорания z	(64)	2,16	2,16
Действительный коэффициент молекулярного изменения μ		1,035	1,035
Температура конца видимого сгорания T_z в $^{\circ}\text{абс.}$	(65)	2000	2000
Показатель политропы расширения p_2		1,24	1,24
Степень предварительного расширения p	(66)	1,245	1,245
Степень последующего расширения δ	(67)	12,12	5,88
Температура в конце расширения T_b в $^{\circ}\text{абс.}$	(68)	1100	1307
Среднее индикаторное давление p_i в кг/см^2	(70)	9,57	16,53
Давление в конце расширения p_b в кг/см^2	(69)	3,81	9,35
Среднее индикаторное давление, затрачиваемое на нагнетатель p_{in} в кг/см^2	(100)	0,95	8,57
Мощность нагнетателя N_n в л. с.	(133)	246	2213
Мощность двигателя N_e в л. с.	(135)	2000	1746
Расход топлива G_e в кг/час	(136)	350	679
Мощность турбины N_T в л. с.	(138)	—	2610
Мощность всей установки N в л. с.		2000	4356
К. п. д. всей установки η в %		36,1	40,5

Мощность дизеля 2Д100 на номинальном режиме составляет 2000 л. с. Для определения мощности цилиндра сгорания комбинированного двигателя поступаем следующим образом. Мощность механических потерь на номинальном режиме работы, включая расходы на привод вспомогательных агрегатов, у дизеля 2Д100 приблизительно равна 350 л. с. Механический к. п. д. дизеля 2Д100 без учета мощности нагнетателя

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_n} = \frac{2000}{2000 + 350} = 0,85\%$$

Среднее эффективное давление, отнесенное ко всему ходу поршня, комбинированного двигателя может быть найдено по известному механическому к. п. д. и среднему индикаторному давлению

$$p_e = \eta_m (p_i - p_n) (1 - \psi) \text{ кг/см.} \quad (134)$$

Механический к. п. д. комбинированного двигателя без учета потерь на привод компрессора может быть принят равным механическому к. п. д. дизеля 2Д100. Это позволяет найти среднее эффективное давление комбинированного двигателя

$$p_e = 0,85 (16,53 - 8,57) (1 - 0,20) = 5,41 \text{ кг/см}^2.$$

Соответствующая мощность, развиваемая в цилиндрах сгорания комбинированного двигателя,

$$N_e = \frac{p_e V_h n z}{450} = \frac{5,41 \cdot 17,09 \cdot 850 \cdot 10}{450} = 1746 \text{ л. с.} \quad (135)$$

Мощность, развиваемая цилиндрами сгорания комбинированного двигателя, оказалась меньше мощности дизеля 2Д100. Однако в комбинированном двигателе дополнительная мощность создается газовой турбиной. Эта мощность может быть очень значительна.

Для определения мощности турбины необходимо знать количество топлива, сжигаемого в цилиндрах сгорания. Расход топлива в час определяется отношением общего количества воздуха, используемого для сгорания, к количеству воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива:

$$G_e = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \frac{p_a V_h}{RT_a} \frac{1}{1 + \gamma} \frac{1}{\alpha L_0} n 60z \text{ кг/час.} \quad (136)$$

Результаты расчета по последней формуле для дизеля 2Д100 и комбинированного двигателя представлены в табл. 8.

Температура продуктов сгорания, смешивающихся с избытком продувочного воздуха, для нашего комбинированного двигателя

$$T_r = T_a \left(\frac{p_2}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1307 \left(\frac{3}{9,35} \right)^{\frac{1,28-1}{1,28}} = 1017^{\circ} \text{ абс.}$$

Температура газов перед турбиной определяется по формуле (115). В данном случае $T_1 = 789^{\circ} \text{ абс.}$ Температура в конце адиабатического расширения газа в турбине

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} = 789 \left(\frac{1}{3} \right)^{\frac{1,32-1}{1,32}} = 551^{\circ} \text{ абс.}$$

Все показатели находятся по средней температуре за процесс расширения (фиг. 52). При этом коэффициент избытка воздуха для газа в турбине

равен произведению коэффициента избытка воздуха в цилиндре сгорания на коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\alpha_T = \alpha_p. \quad (137)$$

Количество газа, получаемого при сгорании 1 кг топлива в цилиндре сгорания, определяется по формуле (92):

$$G_T = 1 + \varphi \alpha L'_0 = 1 + 1,66 \cdot 1,75 \cdot 14,3 = 42,5 \text{ кг/кг.}$$

Мощность турбины может быть найдена по адиабатическому теплоперепаду и к. п. д. турбины:

$$N_T = \frac{G_e G_T (I_1 - I_2) \eta_T}{632m} \text{ л. с.} \quad (138)$$

Теплосодержание газов перед турбиной и после определяется по формулам (73) и (75) или графически (см. фиг. 59). Принимая к. п. д. турбины $\eta_T = 0,85$, получим для нашего комбинированного двигателя

$$N_T = \frac{679 \cdot 42,5 (5250 - 3310) 0,85}{632 \cdot 28,9} = 2610 \text{ л. с.}$$

Общая мощность комбинированного двигателя

$$N = N_e + N_T = 1746 + 2610 = 4356 \text{ л. с.}$$

К. п. д. комбинированной установки находится по формуле

$$\eta = \frac{632 (N_e + N_T)}{G_e Q_n} 100\%. \quad (139)$$

Подставляя в формулу (139) необходимые величины, получим

$$\eta = \frac{632 (1746 + 2610)}{679 \cdot 10\,000} 100 = 40,5\%.$$

К. п. д. дизеля 2Д100 составляет всего 36,1%. Таким образом, форсирование дизеля 2Д100 путем наддува увеличило мощность установки более чем в два раза с одновременным значительным увеличением к. п. д. При этом максимальное давление в цилиндре сгорания комбинированного двигателя не превышает давления в цилиндре дизеля 2Д100, что позволяет использовать этот дизель в качестве комбинированного двигателя.

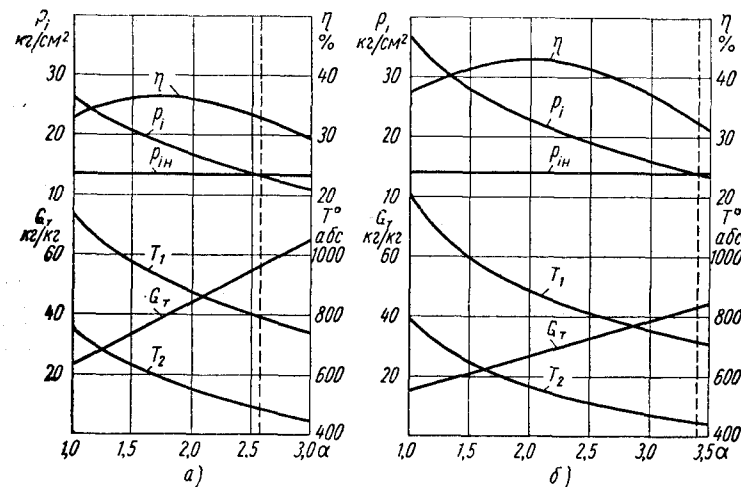
Большие преимущества комбинированных двигателей по сравнению с обычными дизелями способствуют их широкому распространению в различных областях промышленности и транспорта.

§ 22. СРАВНЕНИЕ КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВОК С ДВУХТАКТНЫМИ И ЧЕТЫРЕХТАКТНЫМИ КАМЕРАМИ СГОРАНИЯ

В общем дизелестроении нашли широкое распространение как четырехтактные, так и двухтактные дизели. При этом двухтактные дизели имеют большую мощность, но меньший к. п. д. по сравнению с четырехтактными дизелями тех же размеров

Примерно такое же соотношение будет и для комбинированных установок.

Сравним работу четырехтактного и двухтактного комбинированных двигателей при одинаковой степени сжатия $\varepsilon = 9$ и одинаковом давлении генерированных газов $p_2 = 6 \text{ ата}$. Коэффициент избытка продувочного воздуха для четырехтактного двигателя близок к единице, для двухтактного двигателя примем $\varphi = 1,5$. Механический к. п. д. η_m в обоих случаях примем



Фиг. 67. Сравнение основных параметров комбинированных двигателей с двухтактной (а) и четырехтактной (б) камерой сгорания.

равным 0,90. Высокое значение механического к. п. д. объясняется тем, что гидравлические потери компенсируются работой компрессора и не учитываются этим коэффициентом. К. п. д. поршневого компрессора и турбины в обоих случаях принят равным 0,80.

На фиг. 67, а представлены основные данные теплового расчета для двухтактного комбинированного двигателя и на фиг. 67, б для четырехтактного, в зависимости от коэффициента избытка воздуха в цилиндре сгорания.

Среднее индикаторное давление в четырехтактном комбинированном двигателе оказывается значительно выше, чем в двухтактном. Это объясняется большой величиной потерянной доли хода поршня у двухтактного двигателя. Для двухтактного комбинированного двигателя на фиг. 67, а коэффициент потерянной доли хода ψ принят равным 0,26. Среднее индикаторное давление режима генерации газов, необходимое для привода компрессора, не зависит от коэффициента избытка воздуха в цилиндре сгорания и на фиг. 67 изображается прямой, параллельной оси

абсцисс. Это объясняется тем, что изменение коэффициента избытка воздуха в цилиндрах сгорания четырехтактных и двухтактных установок осуществляется изменением количества топлива, подаваемого в цилиндры сгорания, при постоянном количестве воздуха, находящегося в камерах сгорания. Поэтому в четырехтактных комбинированных двигателях режим генерации газов достигается при больших коэффициентах избытка воздуха генераторного режима, чем в двухтактных.

При работе комбинированной установки с коэффициентом избытка воздуха меньшим, чем коэффициент избытка воздуха генераторного режима, часть мощности установки может быть получена с коленчатого вала двигателя. Эта мощность даже при больших давлениях генерированного газа может быть больше мощности турбины. Использование энергии генерированных газов и крутящего момента двигателя позволяет получить установку большой мощности. Одновременно растет и суммарный к. п. д. установки, который достигает максимума при коэффициенте избытка воздуха приблизительно равном двум, как для четырехтактных, так и для двухтактных установок. Особенностью комбинированных четырехтактных двигателей является получение меньшего количества генерированного газа при сгорании 1 кг топлива, чем в двухтактном комбинированном двигателе, при одном и том же коэффициенте избытка воздуха. Это объясняется большим значением коэффициента избытка продувочного воздуха у двухтактного комбинированного двигателя.

Из сравнения кривых для четырехтактных и двухтактных комбинированных двигателей на фиг. 67 и на основании общих положений могут быть сделаны следующие выводы:

1. При одинаковых коэффициентах избытка воздуха среднее индикаторное давление у четырехтактных комбинированных двигателей выше.

2. Режим генерации газа в четырехтактном комбинированном двигателе достигается при больших значениях коэффициента избытка воздуха.

3. Разница в температурах газов перед расширительной машиной для четырехтактных и двухтактных комбинированных двигателей незначительна; она ниже у двухтактных установок за счет разбавления продуктов сгорания избытком продувочного воздуха.

4. При одинаковых размерах и одинаковых оборотах мощность двухтактных комбинированных двигателей больше.

5. Четырехтактный комбинированный двигатель является более экономичным за счет большей экономичности цилиндра сгорания при одинаковом к. п. д. расширительных машин.

6. Увеличение к. п. д. компрессора и к. п. д. турбины позволяет увеличить к. п. д. комбинированного двигателя.

7. С увеличением к. п. д. компрессора несколько уменьшается температура газа перед турбиной при работе комбинированной установки на генераторном режиме.

8. Исследования проф. Д. А. Портнова показали, что наиболее выгодные величины степени сжатия камеры сгорания комбинированного двигателя, коэффициенты избытка воздуха и степени повышения давления при сгорании заметно уменьшаются при введении предварительного сжатия воздуха в компрессоре и продолженного расширения газов в турбине, благодаря чему открываются дополнительные возможности для увеличения работы без увеличения максимального давления сгорания [19].

Двигатели с высоким наддувом являются наиболее экономичными.

Четырехтактный двигатель с высоким наддувом немецкой фирмы имел удельный эффективный расход топлива всего 136 г/л. с. ч. Этот двигатель с диаметром цилиндра 300 мм и ходом поршня 450 мм развивал эффективную мощность 240 л. с. при 400 об/мин.

На базе этого двигателя был создан 16-цилиндровый авиационный двигатель мощностью 3500 л. с. при 900 об/мин, имеющий диаметр цилиндра 240 мм, ход поршня 300 мм, среднее эффективное давление 13 кг/см², минимальный удельный эффективный расход топлива 150 г/л. с. ч. Двигатель имеет струйное распыливание топлива при максимальном давлении сгорания 120 кг/см². Фирма MAN принимает верхний предел температуры газов перед турбиной 600°С. При высоком наддуве температура выпуска значительно ниже и предел температуры 600°С не достигается при среднем эффективном давлении 20 кг/см².

Небольшой расход топлива, а также более низкая температура выпускных газов и охлаждающей воды на выпуске обеспечивают снижение термических напряжений. Низкий расход топлива объясняется тем, что:

1) достигнута очень высокая эффективность турбоагрегата;

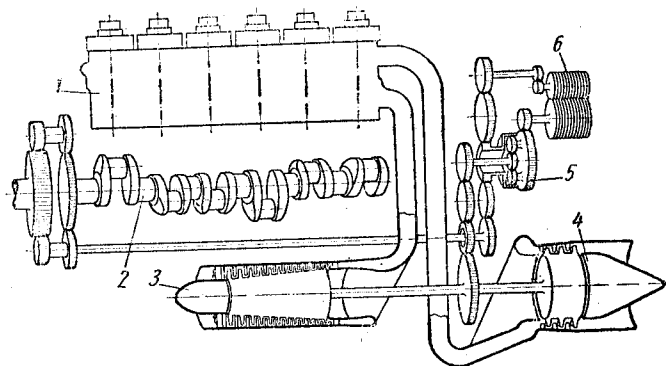
2) за счет высокого наддува в цилиндре в начале сжатия содержится значительно большее количество воздуха; ввиду низкой температуры воздуха нет надобности обеспечивать обычно большое перекрытие клапанов, поэтому для сгорания остается больше воздуха;

3) механический к. п. д. повышен благодаря более высокому среднему эффективному давлению [46].

Наиболее совершенным из всех двухтактных двигателей с высоким наддувом является «Номад» фирмы Нэпир. Схема

этого авиационного двигателя вместе с турбонагнетателем показана на фиг. 68. Двигатель имеет 12 горизонтальных цилиндров с петлевой продувкой, расположенных один против другого. Головки поршней выполнены из аустенитной стали, в центре их температура при полной мощности составляет 600—700° С.

Осевой компрессор имеет 12 ступеней. Максимальная степень сжатия 8,25. Позади компрессора установлена турбина с тремя ступенями. Привод от турбонагнетателя к коленчатому валу



Фиг. 68. Схема присоединения нагнетателя и турбины в двигателе «Номад»:

1 — цилиндры двигателя; 2 — коленчатый вал; 3 — осевой компрессор; 4 — турбина; 5 — планетарная передача; 6 — редуктор.

осуществлен через планетарную передачу и редуктор с плавным изменением скорости. Для управления редуктором применяется специальный регулятор, автоматически изменяющий передаточное отношение.

Давление воздуха после компрессора составляет 6,25 *ата* на номинальном режиме работы двигателя. Это соответствует степени сжатия 3,36. При степени сжатия двигателя $\epsilon = 8$ общая степень сжатия воздуха равна 27. На максимальных оборотах степень сжатия в компрессоре 8,25; коэффициент избытка воздуха 2,8, а удельный расход воздуха 5,9 *кг/сек*. Среднее эффективное давление в цилиндрах составляет 14,4 *кг/см²*. При максимальных оборотах вала (2050 об/мин) двигатель развивает эффективную мощность 2660 *л. с*. При рабочем объеме цилиндров 41,1 *л* удельная эффективная мощность составляет 64,7 *л. с./л*.

На входе в турбину давление равно 2,53 *ата*, а температура 934° абс. В турбине отношение давлений на входе и выходе составляет 4,6. Мощность турбины на уровне моря 2250 *л. с*. Из них 1840 *л. с* требуется на привод компрессора.

Общая мощность всей установки 3135 *л. с* с учетом небольшой реакции выпуска. Сухой вес двигателя составляет 1624 *кг*. Удельный эффективный расход топлива 156 *г/л. с. ч*. Для форсирования этого двигателя вместо холодильника после компрессора применяют впрыск воды, что повышает мощность до 3580 *л. с* при удельном эффективном расходе топлива 152 *г/л. с. ч*.

Дальнейшее повышение мощности достигнуто сжиганием небольшого количества добавочного топлива между двигателем и турбиной. Это повышает температуру на входе в турбину до 1020° абс., и если одновременно применяют впрыск воды во впускной трубопровод, стартовая эффективная мощность может быть повышена до 4100 *л. с*. Удельный эффективный расход топлива при этом 170 *г/л. с. ч*. [47].

ГЛАВА VI

МЕХАНИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

§ 23. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ ГЕНЕРАТОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

На фиг. 69, а представлена простейшая схема механического генератора газов со свободно движущимися поршнями. Генератор состоит из цилиндра сгорания 1 и компрессора 2. Два поршня генератора одинаковы и выполнены ступенчатыми. Энергия, развиваемая при сгорании топлива в цилиндре сгорания, непосредственно используется на сжатие воздуха в компрессоре. Ход нагнетания в компрессоре совпадает с моментом продувки в цилиндре сгорания, поэтому большого ресивера не требуется.

Обратный ход поршня происходит вследствие расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве компрессора. Для аккумуляции необходимой энергии для обратного хода поршня вредный объем компрессора должен быть достаточно большим, что ухудшает работу компрессора.

Фирма Юнкерс в Германии в течение ряда лет работала над созданием подобного генератора, но не добилась удовлетворительных результатов.

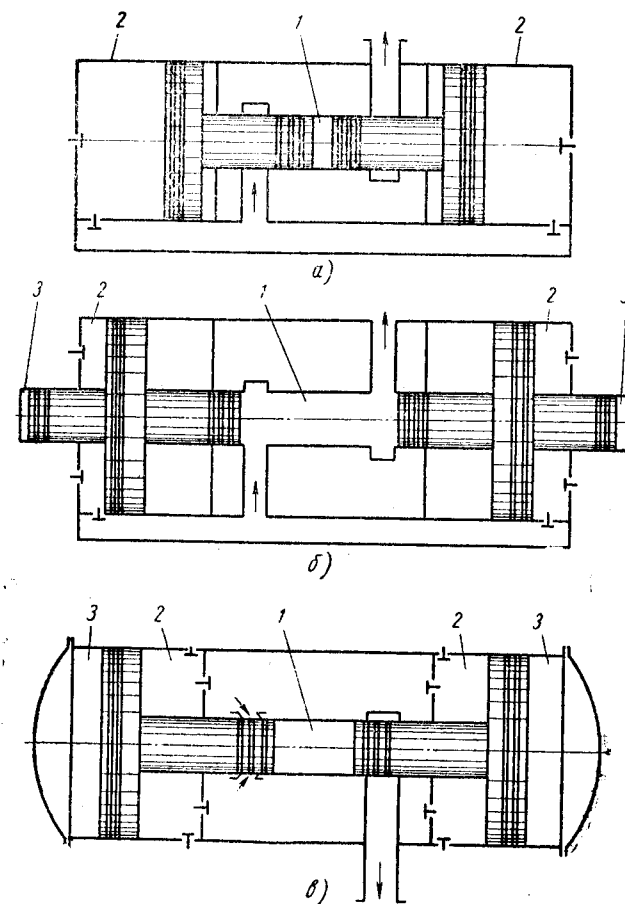
По исследованиям А. М. Завадовского, работа такого генератора на режимах, значительно отличающихся от номинального, является неустойчивой. Подобные генераторы распространения не получили.

По исследованиям А. М. Завадовского, работа такого генератора на режимах, значительно отличающихся от номинального, является неустойчивой. Подобные генераторы распространения не получили.

Схема генератора газов на фиг. 69, б несколько сложнее. Генератор состоит из цилиндра сгорания 1, компрессора 2 и воздушного буфера 3. При сгорании топлива поршни расходятся. При этом происходит расширение газов в цилиндре сгорания, сжатие и нагнетание воздуха компрессором и сжатие воздуха в буферном цилиндре. Обратный ход поршня осуществляется под действием сжатого воздуха, аккумулированного в буферном цилиндре при прямом ходе. В этом генераторе компрессор предназначен только для сжатия воздуха и может быть выполнен со сравнительно малым вредным объемом. Недостатком генератора

является малая площадь поршня буферного цилиндра, в полости которого возникает большое давление.

Наибольшее распространение получила конструкция генератора, показанная на схеме фиг. 69, в. При расширении газов



Фиг. 69. Основные схемы генераторов газа со свободно движущимися поршнями:

а — без буфера; б — с буфером высокого давления; в — с буфером низкого давления; 1 — цилиндр сгорания; 2 — компрессор; 3 — воздушный буфер.

в цилиндре сгорания поршни расходятся. В это время в цилиндре компрессора происходит процесс впуска воздуха из атмосферы через автоматические впускные клапаны. В воздушном буфере происходит сжатие воздуха, который обеспечивает обратный ход поршня. Во время обратного хода поршня в цилиндре компрессора осуществляется сжатие и нагнетание воздуха. Нагнетание

воздуха происходит около в. м. т., когда окна закрыты поршнем и давление в ресивере повышается. Ресивер в этом случае должен быть достаточно большим.

Преимуществом этой схемы являются малые габариты и небольшое давление воздуха в буферном цилиндре вследствие большой площади поршня. Небольшое давление воздуха в буферном цилиндре позволяет осуществлять перепуск воздуха из ресивера в буферный цилиндр и обратно, что используется для регулирования генераторов газа со свободно движущимися поршнями.

Вывод формул для расчета генераторов газа со свободно движущимися поршнями сделан для схемы фиг. 69, в.

Генераторы газа со свободно движущимися поршнями имеют ряд преимуществ по сравнению с генераторами с кривошипно-шатунным механизмом. Главное из них заключается в отсутствии коленчатого вала a , следовательно, и потерь на трение в подшипниках. Поэтому механический к. п. д. η_m безвальных генераторов газа может быть равен 0,90—0,95. Большим преимуществом генераторов газа со свободно движущимися поршнями является их полная уравновешенность, что очень важно для транспортных установок, где вибрации крайне нежелательны. В стационарных установках такие генераторы можно устанавливать без фундамента.

В цилиндре сгорания безвального генератора можно допустить большое давление сгорания, так как величина давления в нем не ограничивается удельным давлением на подшипники.

Температура генерированных газов составляет около 500°C , поэтому тепловая нагрузка турбины значительно ниже, чем в газотурбинных установках с постоянным давлением сгорания, где для получения высокой экономичности температуру газов перед турбиной приходится повышать до 1000°C и более.

Для получения установки большой мощности целесообразно ставить несколько генераторов газа. Максимальная мощность генераторов в настоящее время составляет около 1300 л. с. при адиабатическом расширении генерированного газа. Для получения большей мощности число потребных генераторов определяется путем деления общей мощности установки на мощность одного генератора со свободно движущимися поршнями.

Большим преимуществом генераторов газа со свободно движущимися поршнями является их высокая экономичность. При этом к. п. д. генератора сравнительно мало изменяется при изменении расхода газа. В случае применения нескольких генераторов при неполной мощности установки несколько генераторов выключается. Остальные генераторы работают при этом в условиях оптимального режима. Этим достигается постоянство к. п. д. всей установки в очень широком диапазоне мощностей, что очень важно для транспортных установок, где нагрузка изменяется весьма сильно.

§ 24. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

При работе механического генератора сжатых газов со свободно движущимися поршнями работа цилиндра сгорания за цикл равна работе компрессора. Поэтому соответствующие формулы, выведенные для генераторов с кривошипно-шатунным механизмом, могут быть применены и для генераторов со свободно движущимися поршнями. Из равенства работ за цикл по формуле (100) находится среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания, соответствующее режиму генерации газов. При этом потери, связанные с работой буферных цилиндров, учитываются уменьшением механического к. п. д. цилиндра сгорания. Для этого вводится к. п. д. буферного цилиндра.

В механических генераторах сжатых газов со свободно движущимися поршнями механический к. п. д. учитывает только трение поршней о стенки цилиндра и привод вспомогательных агрегатов. Величина механического к. п. д. может быть принята равной 0,95. К. п. д. воздушного буфера учитывает потери воздуха через неплотности и потери, связанные с передачей тепла от воздуха к стенкам машины. Среднее значение к. п. д. воздушного буфера $\eta_b = 0,96 - 0,98$. В формулу (100) вместо механического к. п. д. генератора газов с кривошипно-шатунным механизмом подставляют произведение к. п. д. буферного цилиндра на механический к. п. д. цилиндра сгорания генератора со свободно движущимися поршнями.

Коэффициент избытка воздуха генераторного режима может быть найден по формуле (109). По коэффициенту избытка воздуха генераторного режима производят тепловой расчет генератора со свободно движущимися поршнями.

Однако для механических генераторов со свободно движущимися поршнями равенство работ компрессора и цилиндра сгорания за цикл является необходимым, но не достаточным условием.

При движении поршней генератора от в. м. т. к периферии в цилиндре сгорания происходит рабочий ход, а в цилиндре компрессора — всасывание воздуха из атмосферы через всасывающие клапаны. При этом работа газов в цилиндре сгорания больше, чем работа, расходуемая на всасывание воздуха в компрессоре. Излишняя работа аккумулируется в буферном цилиндре, в котором давление воздуха повышается.

При движении поршней от периферии к в. м. т. происходит сжатие воздуха в цилиндре сгорания и в цилиндре компрессора. Работа сжатия в цилиндре сгорания и в компрессоре осуществляется под действием воздуха, сжатого в буферном цилиндре.

Вторым необходимым и достаточным условием для нормальной работы генератора газов со свободно движущимися поршнями является равенство работ при прямом ходе (расширение

газов в цилиндре сгорания) и при обратном ходе (сжатие воздуха в цилиндре сгорания).

Для механического генератора сжатых газов, схематически показанного на фиг. 69, в, баланс работ за период прямого хода будет

$$L_{\partial_1} + 2L_{\kappa_1} - 2L_{\partial_1} - \frac{1}{2}L_{mp} = 0, \quad (140)$$

где L_{∂_1} — работа цилиндра сгорания при прямом ходе;

L_{κ_1} — работа компрессора при прямом ходе;

L_{∂_1} — работа сжатия воздуха в буферном цилиндре при прямом ходе;

L_{mp} — работа трения за цикл.

Баланс работы за время обратного хода поршней от периферии к внутренней мертвой точке будет

$$2L_{\partial_2} - 2L_{\kappa_2} - L_{\partial_2} - \frac{1}{2}L_{mp} = 0, \quad (141)$$

где L_{∂_2} — работа расширения воздуха в буферном цилиндре при обратном ходе поршней;

L_{κ_2} — работа компрессора при обратном ходе поршней;

L_{∂_2} — работа сжатия воздуха в цилиндре сгорания.

Работа сжатия воздуха в буферном цилиндре при прямом ходе равна работе расширения воздуха при обратном ходе с учетом к. п. д. буферного цилиндра:

$$L_{\partial_1} = \frac{L_{\partial_2}}{\eta_{\partial}}. \quad (142)$$

Ход поршня, диаметр цилиндра сгорания и диаметр цилиндра компрессора определяется подобно тому, как это делалось для генератора газов с кривошипно-шатунным механизмом. При этом рабочий объем одного безвального генератора

$$V_h = 2 \frac{\pi d^2}{4} S (1 - \psi) \text{ м}^3. \quad (143)$$

Полезный объем, описываемый поршнями генератора газов за 1 час,

$$V = 2 \frac{\pi d^2}{4} S (1 - \psi) n60 \text{ м}^3/\text{час}, \quad (144)$$

откуда, задаваясь отношением величины хода к диаметру поршня, находят диаметр поршня

$$d = \sqrt[3]{\frac{V}{30\pi b n (1 - \psi)}} \text{ м}, \quad (145)$$

где

$$b = \frac{S}{d}.$$

Полезный объем подставляется сюда из формулы (124).

Рабочий объем одного цилиндра компрессора

$$V_{\kappa} = \frac{\pi}{4} (d_{\kappa}^2 - d^2) S \text{ м}^3, \quad (146)$$

откуда

$$d_{\kappa} = \sqrt{\frac{V_{\kappa}}{0,785S} + d^2} \text{ м}. \quad (147)$$

Для нахождения рабочего объема цилиндра компрессора можно воспользоваться формулой

$$G = \gamma_0 \lambda V_{\kappa} n i60 \text{ кг/час}.$$

Для одного генератора газа, показанного на фиг. 69, в, число цилиндров компрессора равно двум. Подача компрессора за 1 час находится по формуле (128).

Площадь поршня буферного цилиндра

$$F_{\partial} = F_{\partial} + F_{\kappa} = \frac{\pi d_{\kappa}^2}{4}, \quad (148)$$

где F_{∂} — площадь поршня цилиндра сгорания;

F_{κ} — площадь поршня компрессора.

Таким образом, для буферного цилиндра оказывается известными ход поршня, который является общим для всех полостей, и диаметр цилиндра. Остается определить среднее индикаторное давление в цилиндре буфера $p_{i\partial}$ и минимальный объем буфера V_0 .

Работа сжатия воздуха в буферном цилиндре при прямом ходе

$$L_{\partial_1} = S F_{\partial} p_{i\partial} = F_{\partial} \int_0^1 p_{\partial} dS = L_{\kappa_1} + \frac{1}{2} L_{\partial_1} - \frac{1}{4} L_{mp}, \quad (149)$$

где $p_{i\partial}$ — среднее индикаторное давление в буферном цилиндре за весь ход;

p_{∂} — переменное давление воздуха в буферном цилиндре.

Из последнего выражения находим среднее индикаторное давление в буферном цилиндре

$$p_{i\partial} = \frac{L_{\kappa_1} + \frac{1}{2} L_{\partial_1} - \frac{1}{4} L_{mp}}{S F_{\partial}} = \frac{L_{\kappa_2} + \frac{1}{2} L_{\partial_2} + \frac{1}{4} L_{mp}}{S F_{\partial}}. \quad (150)$$

Работа сжатия воздуха в цилиндре сгорания

$$L_{\partial_2} = \left[\frac{1}{n_1 - 1} \frac{\varepsilon (1 - \psi)}{\varepsilon - 1} (\varepsilon^{n_1 - 1} - 1) + \psi \right] p_a \frac{\pi d^2}{4} S \text{ кгм}, \quad (151)$$

где ψ — потерянная доля хода;

ε — степень сжатия в цилиндре сгорания, отнесенная к полезной части хода.

Работа компрессора при ходе сжатия и нагнетания состоит из работы сжатия на участке 1—2 и работы нагнетания на участке 2—3 (см. фиг. 40). Для простоты будем считать, что нагнетание в компрессоре происходит при постоянном давлении

$$L_{2-3} = p_2 (V_2 - V_3) \text{ кгм.} \quad (152)$$

Мертвый объем компрессора

$$V_3 = a V_\kappa,$$

где $a = \frac{V_3}{V_\kappa}$ — относительная величина мертвого пространства.

Объем цилиндра в конце процесса политропического сжатия

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m_1}} = V_\kappa (1 + a) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m_1}}.$$

Подставляя найденные объемы в уравнение для работы нагнетания, получим

$$\begin{aligned} L_{2-3} &= p_2 \left[V_\kappa (1 + a) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m_1}} - a V_\kappa \right] = \\ &= p_2 V_\kappa \left[(1 + a) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m_1}} - a \right] \text{ кгм.} \end{aligned} \quad (153)$$

Работа компрессора при сжатии воздуха на участке 1—2

$$\begin{aligned} L_{1-2} &= \frac{1}{m_1 - 1} p_1 (V_\kappa + a V_\kappa) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] = \\ &= \frac{p_1 V_\kappa (1 + a)}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \text{ кгм.} \end{aligned} \quad (154)$$

Полная работа компрессора при ходе сжатия и нагнетания

$$\begin{aligned} L_{\kappa_2} &= L_{1-2} + L_{2-3} = \frac{p_1 V_\kappa (1 + a)}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] + \\ &+ p_2 V_\kappa \left[(1 + a) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m_1}} - a \right] = p_1 V_\kappa \left\{ \frac{1 + a}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] + \right. \\ &\left. + a \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - \frac{p_2}{p_1} \right] + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} \right\} \text{ кгм.} \end{aligned} \quad (155)$$

Работу трения поршней о стенки цилиндра определяем по формуле

$$L_{mp} = (1 - \eta_m \eta_\sigma) L_\sigma = (1 - \eta_m \eta_\sigma) p_i \frac{\pi d^2}{4} S (1 - \psi). \quad (156)$$

Подставляя значения работы сжатия в цилиндре сгорания и компрессоре и значение работы трения поршней в уравнение (150), найдем среднее индикаторное давление в буферном цилиндре.

Работа сжатия воздуха в буферном цилиндре

$$\begin{aligned} L_{\sigma_1} &= \frac{p_{\sigma_2} V_0 - p_{\sigma_1} (V + V_0)}{n_\sigma - 1} = \frac{p_{\sigma_2} V_0}{n_\sigma - 1} \times \\ &\times \left[1 - \frac{1}{\varepsilon_\sigma^{n_\sigma - 1}} \right] = p_{i\sigma} F_\sigma S \text{ кгм,} \end{aligned} \quad (157)$$

где p_{σ_1} — давление воздуха в буфере в начале сжатия в кг/м²;

p_{σ_2} — давление воздуха в буфере в конце сжатия в кг/м²;

$V = F_\sigma S$ — рабочий объем буферного цилиндра в м³;

V_0 — минимальный объем буфера;

n_σ — показатель линии сжатия воздуха в буферном цилиндре;

$\varepsilon_\sigma = \frac{V_0 + V}{V_0}$ — степень сжатия воздуха в буферном цилиндре.

Давления начала и конца сжатия воздуха в буферном цилиндре связаны соотношением

$$p_{\sigma_2} = p_{\sigma_1} \varepsilon_\sigma^{n_\sigma}.$$

Из уравнения (157) можно найти давление конца сжатия воздуха в буферном цилиндре

$$p_{\sigma_2} = p_{i\sigma} (n_\sigma - 1) (\varepsilon_\sigma - 1) \frac{\varepsilon_\sigma^{n_\sigma} - 1}{\varepsilon_\sigma^{n_\sigma - 1} - 1}. \quad (158)$$

В последнем уравнении обычно задаются значением степени сжатия воздуха в буферном цилиндре. Для предотвращения больших тепловых потерь и утечек величина степени сжатия в буферном цилиндре берется от 3 до 4. При этом

$$V_0 = \frac{V}{\varepsilon_\sigma - 1}. \quad (159)$$

Величиной показателя линии сжатия в буферном цилиндре первоначально следует задаться. После нахождения давлений и объемов в начале и конце расширения определяют соответствующие температуры

$$T_{\sigma_2} = T_{\sigma_1} \varepsilon_\sigma^{n_\sigma - 1}. \quad (160)$$

Расчет по последней формуле производить с помощью номограммы (см. фиг. 57).

Температурой начала сжатия воздуха в буферном цилиндре можно задаться. Она несколько превышает температуру окружа-

ющего воздуха. По средней температуре воздуха в буферном цилиндре

$$T_{cp} = \frac{T_{\delta_1} + T_{\delta_2}}{2}$$

находится с помощью фиг. 52 показатель линии сжатия в буферном цилиндре. Ориентировочно можно принимать $n_{\delta} = 1,4$.

Давление в буферном цилиндре в конце обратного хода

$$p_{\delta_1} = \frac{p_{\delta_2}}{\varepsilon_{n_{\delta}}} \quad (161)$$

Минимальный объем буферного цилиндра определяется по формуле (159).

Таким образом, расчет механического генератора газов со свободно движущимися поршнями подобен расчету генератора с кривошипно-шатунным механизмом. Для генератора со свободно движущимися поршнями дополнительно подсчитывают размеры и среднее индикаторное давление буферного цилиндра.

§ 25. ПРИБЛИЖЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

В современных методах теплового расчета дизелей расчет процесса сгорания производится с учетом изменения числа молей газа при одновременном изменении состава газа и с учетом теплообмена с внешней средой. Этот учет производится путем выбора различных коэффициентов. Удачный выбор коэффициентов возможен только в случае проектирования двигателя подобно существующему, для которого соответствующие коэффициенты проверены экспериментально. При проектировании механических генераторов сжатых газов нельзя пользоваться коэффициентами, принятыми для расчета обычных дизелей, так как давления и температуры газа в цилиндре сгорания механического генератора отличаются от давлений и температур в обычных дизелях. Автором разработан приближенный способ расчета процесса сгорания в механическом генераторе газа, позволяющий производить тепловой расчет температуры конца видимого сгорания без предварительной оценки степени повышения давления при сгорании топлива [36].

Замена истинного движения поршня приближенным. При расчете топливной аппаратуры дизелей всегда предполагают равномерное движение кривошипа по окружности. При этом предвзвешивание подачи топлива, продолжительность подачи топлива и время задержки воспламенения указываются в градусах поворота коленчатого вала. В безвальном механическом генераторе газов со свободно движущимися поршнями движение поршня более сложно, чем в дизелях, и может быть найдено на основа-

нии известных индикаторных диаграмм. При построении индикаторных диаграмм цилиндра сгорания в этом случае удобно заменить истинное движение поршня приближенным.

Средняя скорость поршня механического генератора определяется по известному числу циклов в минуту и ходу поршня:

$$v_{cp} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек.} \quad (162)$$

Заменим истинное движение свободно движущегося поршня движением кривошипно-шатунного механизма с бесконечно длинным шатуном. Скорость поршня заменяющего механизма.

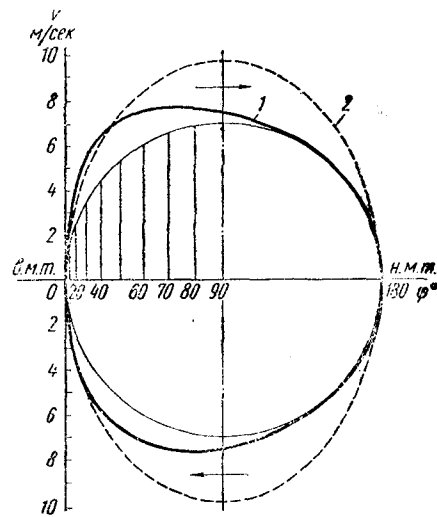
$$v = R\omega \sin \varphi = v_{\max} \sin \varphi, \quad (163)$$

где R — длина кривошипа заменяющего механизма, равная половине хода поршня генератора газов;

ω — угловая скорость вращения кривошипа.

Максимальная скорость движения поршня заменяющего механизма

$$\begin{aligned} v_{\max} &= R\omega = \frac{R\pi n}{30} = \\ &= \frac{Sn}{60} = \frac{\pi}{2} v_{cp}. \end{aligned} \quad (164)$$



Фиг. 70. Изменение скорости поршня: 1 — реальный механизм; 2 — заменяющий механизм.

Приравняем среднюю скорость поршня заменяющего механизма средней скорости поршня механического генератора газов со свободно движущимися поршнями. Это дает возможность найти максимальную скорость поршня заменяющего механизма. При этом продолжительность хода поршня и в реальном и в заменяющем механизмах будет одна и та же.

Скорость поршня заменяющего механизма изображается синусоидой (фиг. 70), которая на участках около в. м. т. почти совпадает с кривой действительной скорости. Так как весь процесс сгорания топлива в механических генераторах газов происходит около в. м. т., то для расчета процесса сгорания можно воспользоваться заменяющим механизмом, дающим хорошее совпадение кривых скоростей на участке за 30° поворота кривошипа заменяющего механизма до в. м. т. и на участке до 20° после в. м. т.

Используя заменяющий механизм, находим изменение объемов при приближенном определении изменения давлений в процессе сгорания по формуле

$$V = V_c + \frac{V_h}{2} (1 - \cos \omega t) = V_c \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} (1 - \cos \varphi) \right], \quad (165)$$

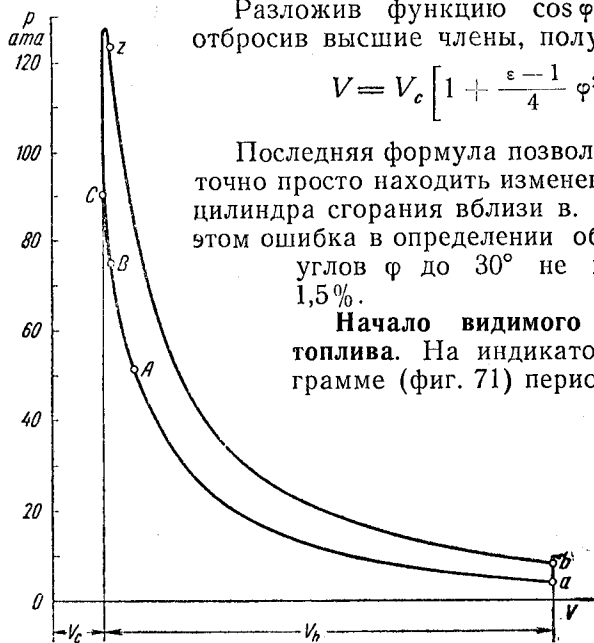
где V_c — объем камеры сгорания;
 V_h — рабочий объем цилиндра сгорания;
 ε — степень сжатия в цилиндре сгорания.

Разложив функцию $\cos \varphi$ в ряд и отбросив высшие члены, получим

$$V = V_c \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{4} \varphi^2 \right]. \quad (166)$$

Последняя формула позволяет достаточно просто находить изменение объема цилиндра сгорания вблизи в. м. т. При этом ошибка в определении объема для углов φ до 30° не превышает 1,5%.

Начало видимого сгорания топлива. На индикаторной диаграмме (фиг. 71) период задерж-



Фиг. 71. Индикаторная диаграмма цилиндра сгорания.

ки воспламенения измеряется от точки A открытия иглы форсунки до видимого на диаграмме в точке B повышения давления сгорания над давлением сжатия.

По известной задержке воспламенения топлива в градусах поворота $\Delta \varphi$ коленчатого вала и известному числу циклов в минуту n механического генератора газов может быть найден период τ задержки:

$$\tau = \frac{\Delta \varphi}{6n} \text{ сек.} \quad (167)$$

В действительности процесс сгорания топлива начинается раньше точки B, но первоначальное окисление топлива не дает

видимого изменения линии сжатия на индикаторной диаграмме и обычно не учитывается.

Задержка воспламенения топлива зависит от сорта топлива и степени его распыления, от температуры и давления сжатого воздуха, от наличия в камере сгорания вихревых потоков и от других менее значительных факторов.

Период задержки воспламенения топлива может быть найден аналитически. При этом предполагается хорошее распыливание топлива и равномерное распределение его по всей камере сгорания. Поступающее в цилиндр топливо нагревается, испаряется и претерпевает химические превращения, подготавливающие образование зон горения.

По формуле А. И. Сербинова [4] задержка воспламенения

$$\tau = C \frac{e^{\frac{B}{T}}}{p^n} \text{ сек.}, \quad (168)$$

где T — начальная температура;

p — давление воздуха, в который подается топливо.

В табл. 9 даются значения констант C , B и n по опытам А. И. Сербинова.

Таблица 9

Значения констант C , B и n для различного топлива

Топливо	C	B	n
Цетен	0,20	3200	0,4
Синтен	0,16	3200	0,4
Карачухурское соляровое масло	0,30	2900	0,4
Тяжелое балаханское соляровое масло	0,43	2900	0,4

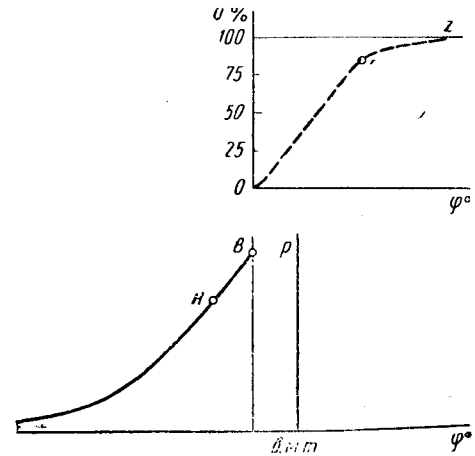
Задержка воспламенения топлива в дизелях составляет несколько миллисекунд. За это время частицы топлива успевают в значительной мере испариться. Полное испарение капли топлива радиусом 5 μ к при температуре сжатого воздуха 550°C и давлении 34 атм происходит через 0,58 мс .

Опытами подтверждено, что капли топлива малого размера испаряются полностью еще задолго до наступления воспламенения и процесс воспламенения происходит не на поверхности капли, а в газовой фазе.

Теория процесса сгорания. Продолжительность подачи топлива форсункой соответствует $30\text{—}40^\circ$ поворота кривошипа заменяющего механизма. Часть этого периода приходится на задержку воспламенения топлива, когда происходит накопление топлива в цилиндре двигателя. Интенсивность повышения давления в период сгорания зависит от продолжительности периода

задержки воспламенения топлива и от характера подачи топлива в процессе впрыскивания. Чем больше подача топлива в период задержки воспламенения, тем резче повышается давление в период сгорания. Для снижения скорости нарастания давления стремятся подавать меньше топлива в период задержки воспламенения, чем при начавшемся сгорании.

Процесс сгорания происходит первоначально по поверхности топливного факела и постепенно захватывает все больший и



Фиг. 72. Примерный закон выделения тепла в процессе сгорания топлива в механическом генераторе газов.

Начало выделения тепла будем считать совпадающим с концом периода задержки воспламенения. Закон выделения тепла в процессе сгорания $Q = Q(\varphi)$.

На фиг. 72 показана индикаторная диаграмма линии сжатия до точки B , соответствующей началу видимого сгорания. Примерный закон выделения тепла характеризуется кривой Q , показанной над индикаторной диаграммой. Интенсивное выделение тепла происходит до конца подачи топлива форсункой (точка C на диаграмме). После этого происходит догорание уже поступившего в цилиндр топлива, и выделение тепла идет менее интенсивно.

Давление за точкой B индикаторной диаграммы зависит в основном от изменения объема цилиндра и закона выделения тепла.

Для определения изменения давления в цилиндре двигателя в процессе сгорания топлива воспользуемся первым законом термодинамики

$$dQ = \mu c_v dT + A 10^4 p dV. \quad (169)$$

Выразим давление газа через его объем

$$10^4 p = \frac{\mu RT}{V}. \quad (170)$$

Получим

$$dQ = \mu c_v dT + \mu RT \frac{dV}{V}, \quad (171)$$

где dQ — количество тепла, подведенного к газу при сгорании топлива;

μc_v — средняя молекулярная теплоемкость при постоянном объеме, которая меняется с увеличением температуры и от изменения состава газа в процессе сгорания;

V — переменный объем камеры сгорания.

Проинтегрируем уравнение от начала сгорания до промежуточной точки x :

$$\int_0^x dQ = \int_{T_B}^{T_x} \mu c_v dT + \int_{V_B}^{V_x} \mu RT \frac{dV}{V}. \quad (172)$$

Полученная формула может быть применена для нахождения температуры в процессе сгорания.

Первый интеграл определяется химической энергией, которая превращается в тепло при сгорании топлива. Если обозначить теплотворность топлива Q_h , то

$$\int_0^x dQ = \xi \int_0^x \frac{Q_h}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} dG, \quad (173)$$

где L_0 — количество воздуха в молях, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива;

α — коэффициент избытка воздуха;

ξ — коэффициент выделения тепла, учитывающий потери тепла через стенки цилиндра двигателя и утечку газа через неплотности рабочих органов;

dG — элементарная часть топлива, сгоревшая в цилиндре.

Второй интеграл может быть выражен через среднюю молекулярную теплоемкость

$$\int_{T_B}^{T_x} \mu c_v dT = \mu c_v \Big|_0^{T_x} \cdot T_x - \mu c_v \Big|_0^{T_B} \cdot T_B. \quad (174)$$

В выражение третьего интеграла входят две переменных величины: объем и температура. Для его решения будем разбивать весь процесс сгорания на отдельные участки и считать, что на

каждом участке температура остается постоянной, равной значению температуры в начале участка:

$$\int_{V_B}^{V_x} \mu ART \frac{dV}{V} = \mu ART_B \int_{V_B}^{V_x} \frac{dV}{V} = 1,985 T_B \ln \frac{V_x}{V_B}. \quad (175)$$

После подстановки в уравнение (172) значений всех интегралов получим выражение для определения температуры T_x :

$$\xi \int_0^x \frac{Q_n dG}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} + \mu c_v \Big|_0^{T_B} \cdot T_B = \mu c_v \Big|_0^{T_x} \cdot T_x + 1,985 T_B \ln \frac{V_x}{V_B}. \quad (176)$$

Для решения уравнения нужно знать закон выделения тепла. С достаточной точностью можно считать, что выделение тепла происходит прямо пропорционально углу поворота кривошипа. Участком догорания топлива по линии расширения для инженерных расчетов можно пренебречь.

Для нахождения теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания воспользуемся законом теплоемкостей А. Н. Шелеста [28].

Воздух является смесью двухатомных газов, поэтому для воздуха кажущееся число атомов равно двум. По мере сгорания топлива изменяется состав продуктов сгорания и величина кажущегося числа атомов продуктов сгорания. На фиг. 58 показано изменение кажущегося числа атомов продуктов сгорания нормального дизельного топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Пример расчета процесса сгорания

Произведем расчет процесса сгорания в механическом генераторе газов со свободно движущимися поршнями при следующих данных:

Степень сжатия ϵ в цилиндре сгорания	10
Давление генерированных газов p_2 в <i>ата</i>	4,0
Давление воздуха p_a в момент начала сжатия воздуха в <i>ата</i>	4,24
Температура воздуха T_a в момент начала сжатия в ° абс.	468
Показатель линии сжатия n_1 в цилиндре сгорания	1,33
Коэффициент избытка воздуха режима генерации газов α_2	3,48
Коэффициент остаточных газов γ	0,05
Число циклов в минуту n	750

Исходные данные позволяют построить линию сжатия в диаграмме давление — объем. Для этого задаемся величиной рабочего объема цилиндра сгорания. Примем базу диаграммы (фиг. 71) равной V_h мм, тогда объем камеры сгорания на диаграмме будет выражаться отрезком

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} \text{ мм.}$$

Для построения линии сжатия с показателем $n_1 = 1,33$ воспользуемся методом Брауера. Построение линии сжатия начинается с точки *a* индикаторной диаграммы и заканчивается точкой *c* конца сжатия. Давление в конце сжатия может быть проверено по формуле

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} = 4,24 \cdot 10^{1,33} = 90,6 \text{ ата.}$$

Совпадение давления конца сжатия, полученного при графическом построении линии сжатия, с аналитическим расчетом указывает на правильность построения линии сжатия.

Топливо подается в цилиндр сгорания до подхода поршней к в. м. т. По опытным данным Эйхельберга [41], процесс подачи топлива в цилиндр сгорания механического генератора газов типа GS-34 происходит примерно в течение 30 условных градусов¹. Опытные данные показывают, что подача топлива в цилиндр сгорания происходит за 25 условных градусов до в. м. т. На фиг. 71 момент начала поступления топлива в цилиндр двигателя отмечен точкой А. В цилиндре сгорания в момент начала подачи топлива давление воздуха равно 58,5 ата и температура — 900° абс. По формуле Сербинова находим период задержки воспламенения тяжелого балаханского солярового масла

$$\tau = 0,43 \frac{e^{\frac{2900}{900}}}{58,4^{0,4}} = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ сек.}$$

Период задержки воспламенения топлива в условных градусах

$$\varphi = 6\pi\tau = 6 \cdot 750 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 9.$$

Округлим последнее значение до 10 условных градусов и будем считать, что горение топлива начинается за 15 условных градусов до в. м. т. По формуле (166) объем камеры сгорания в этот момент

$$V_B = \left[1 + \frac{10 - 1}{4} \left(\frac{15}{57,3} \right)^2 \right] V_c = 1,153 V_c.$$

Давление воздуха в точке *b* 75,0 ата. Соответствующая температура

$$T_B = \frac{p_B}{p_a} \frac{V_B}{V_a} T_a = \frac{75,0}{4,24} \frac{1,153}{10} 468 = 955^\circ \text{ абс.}$$

Средняя молекулярная теплоемкость сжатого воздуха при этой температуре

$$\mu c_v \Big|_0^{T_B} = 1,985 \ln \frac{955}{98,1} = 4,50$$

или

$$\mu c_v \Big|_0^{T_B} T_B = 4,50 \cdot 955 = 4300 \text{ ккал.}$$

Для сгорания 1 кг топлива нормального состава при 0,87% C; 0,126% N и 0,004% O теоретически необходимое количество воздуха $L_0 = 0,494$ кгмоль/кг.

¹ За «условный градус» принимается $1/360$ окружности, описываемой кривошипом воображаемого двигателя, число оборотов которого равно числу циклов генератора.

Расчет процесса сгорания

Показатели	Расчетные значения					
φ	10	5	в. м. т.	5	10	15
$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{4} \varphi^2$	1,068	1,018	1,000	1,018	1,068	1,153
φ_x	5,0	10	15	20	25	30
$\xi \frac{Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} \frac{\varphi_x}{\varphi_{cz}}$	785	1570	2355	3140	3925	4705
$\ln \frac{V_x}{V_B}$	-0,0332	-0,0498	-0,0618	-0,0498	-0,0332	0
$1,985 T_x \ln \frac{V_x}{V_B}$	-145	-244	-338	-302	-215	0
$\mu_{cv} T_x$	5230	6114	6993	7742	8440	9005
T_x	1070	1195	1325	1420	1505	1575
p_x	90,8	106,2	120,0	126,4	127,6	123,7

Для вычисления интеграла $\int_0^x \frac{Q_H dG}{\alpha L_0 (1 + \gamma)}$ будем считать, что тепло вы-

деляется в течение 30 условных градусов, начиная от начала сгорания. По экспериментальным исследованиям канд. техн. наук Б. П. Борисова, проведенным с дизель-компрессором со свободно движущимися поршнями, отношение количества топлива, сгоревшего в данный момент, к количеству топлива, подаваемого на один цикл, изменяется при больших коэффициентах избытка воздуха прямо пропорционально времени.

Поэтому считаем, что тепло топлива выделяется пропорционально времени.

$$\int_0^x \frac{Q_H dG}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} = \frac{Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} \frac{\varphi_x}{\varphi_{cz}},$$

где φ_x — условный угол от момента начала сгорания топлива;
 φ_{cz} — продолжительность процесса основного сгорания топлива.

Утечка части газов через неплотности поршневых колец и органов распределения цилиндра сгорания, а также потери тепла на охлаждение уменьшают коэффициент выделения тепла ξ .

Величина коэффициента ξ изменяется во время сгорания топлива в цилиндре. Для простоты расчета будем считать коэффициент выделения тепла ξ постоянным и равным 0,85.

Разобьем весь участок сгорания на ряд интервалов по пять условных градусов и определим давление газов в конце каждого участка. Для $\varphi = 10$ условных градусов до в. м. т.

$$\xi \frac{Q_H}{\alpha L_0 (1 + \gamma)} \frac{\varphi_x}{\varphi_{cz}} = 0,85 \frac{10\,000}{(1 + 0,05) 3,48 \cdot 0,494} \frac{5}{30} = 785.$$

Подставляем все известные величины в уравнение (176):

$$785 + 4300 = \mu_{cv} \int_0^{T_x} T_x + 1,985 \cdot 955 \ln \frac{1,068}{1,153}.$$

или

$$\mu_{cv} \int_0^{T_x} T_x = 5230 \text{ ккал.}$$

Решая последнее выражение графически или подбором, находим $T_x = 1070^\circ \text{ абс.}$

Давление внутри цилиндра

$$p_x = \frac{T_x}{T_B} \frac{V_B}{V_x} p_B = \frac{1070}{955} \cdot \frac{1,153}{1,068} \cdot 75,0 = 90,8 \text{ атм.}$$

Для других точек расчет процесса сгорания показан в табл. 10.

По результатам расчета на фиг. 71 построена линия сгорания топлива в цилиндре механического генератора газов. Определим степень повышения давления при сгорании

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{127,6}{90,6} = 1,41.$$

Степень предварительного расширения для точки конца сгорания

$$\rho = \frac{V_{15}}{V_c} = 1,153.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10}{1,153} = 8,68.$$

По средней температуре процесса расширения (см. фиг. 52) находим показатель линии расширения $n_2 = 1,27$. По методу Брауера строим линию расширения. Получаем индикаторную диаграмму, построенную для полезного хода поршня в цилиндре сгорания механического генератора сжатых газов.

Данный метод был применен для расчета процессов сгорания в тепловозных дизелях. Результаты расчета и эксперимента совпадали достаточно хорошо при различных углах опережения подачи топлива [36].

С развитием знаний о выделении тепла в процессе сгорания топлива по данному методу расчета можно будет получить более точные данные по изменению давления и температуры в период сгорания.

§ 26. ДИНАМИКА ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Исследуем динамику генератора газа, схема которого показана на фиг. 69, в. В случае необходимости рассчитать генератор другого типа вся методика этого раздела может быть использована без всяких изменений.

Для решения задачи о движении поршня в генераторе газов можно использовать уравнение второго закона Ньютона, по которому сумма сил, действующих на поршень, равна произведению массы поршня на его ускорение:

$$m \frac{d^2 S}{dt^2} = p(t) F + R(S) F, \quad (177)$$

где S — ход поршня;

t — время;

F — площадь поршня цилиндра сгорания;

$p(t)$ — давление газов в цилиндре сгорания на поршень в функции времени;

$R(S)$ — удельное давление воздуха на поршни компрессора и воздушного буфера как функция пути поршня.

Ход поршня

$$S = \frac{V}{F}.$$

После подстановки последнего выражения в уравнение (177) получим

$$\frac{m}{F^2} \frac{d^2 V}{dt^2} = p(t) + R(V), \quad (178)$$

где $R(V)$ — удельное давление как функция объема, описываемого поршнем цилиндра сгорания.

После использования первого закона термодинамики, связывающего давление в камере сгорания с объемом, д-р техн. наук В. К. Кошкин получил нелинейное дифференциальное уравнение третьего порядка относительно неизвестного перемещения поршня [13].

$$\begin{aligned} \frac{m}{F^2} V \frac{d^3 V}{dt^3} + \frac{km}{F^2} \frac{dV}{dt} \frac{d^2 V}{dt^2} - \left[kR(V) + V \frac{dR(V)}{dV} \right] \frac{dV}{dt} = \\ = \frac{(k-1) B_0 Q_n \xi}{A} \frac{dx}{dt}, \end{aligned} \quad (179)$$

где k — показатель адиабаты;

B_0 — количество топлива, подаваемого в цилиндр сгорания за один цикл;

Q_n — низшая теплотворность топлива;

ξ — коэффициент использования тепла в цилиндре сгорания генератора газов;

$\frac{dx}{dt}$ — относительная скорость сгорания;

A — тепловой эквивалент работы.

В результате интегрирования уравнения (179) может быть получен закон движения поршня. Однако, как указывает В. К. Кошкин, это уравнение является весьма сложным и точное его интегрирование очень затруднительно.

Ниже описывается графический метод расчета динамики генераторов газа со свободно движущимися поршнями, основанный на знании индикаторных диаграмм в генераторе газов.

На фиг. 73 показаны индикаторные диаграммы отдельных полостей механического генератора газов.

Трение поршня о стенки цилиндров не может быть практически сделано совершенно одинаковым. Для получения синхронной работы поршней применяют специальные синхронизирующие механизмы, которые бывают шатунно-шарнирные или реечные. Механизм синхронизации не влияет на движение поршней, поэтому достаточно рассмотреть движение поршней под действием сил давления газов. Благодаря симметричному расположению рабочих полостей генератора достаточно рассмотреть движение одного поршня.

При движении поршня от в. м. т. работа расширения газов в цилиндре сгорания должна быть равна работе компрессора и воздушного буфера. При обратном ходе поршня работа воздуха, расширяющегося в буферном цилиндре, должна равняться работе сжатия воздуха в цилиндре сгорания и в компрессоре. При тепловом расчете механического генератора газов принимается равенство работ с учетом трения поршней о стенки цилиндра.

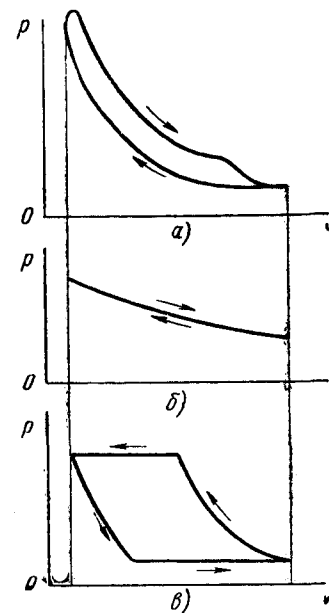
Для исследования динамики генератора предположим, что индикаторные диаграммы, соответственно рассчитанные, уже имеются. По индикаторным диаграммам строим диаграмму результирующих сил, действующих на поршень.

Работа суммарной силы P на различных участках хода поршня равняется изменению кинетической энергии возвратно-поступательно движущихся масс:

$$A = \int_{S_1}^{S_2} P dS = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} \text{ кгм}, \quad (180)$$

где m — масса поршня;

v_1 и v_2 — скорости поршня в начале и конце рассматриваемого участка.

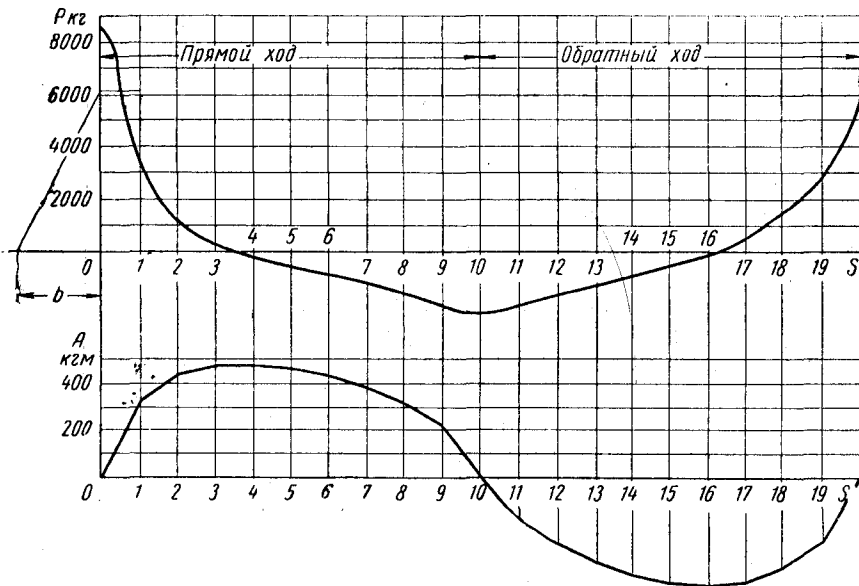


Фиг. 73. Индикаторные диаграммы различных полостей генератора газов со свободно движущимися поршнями:
а — цилиндра сгорания; б — воздушного буфера; в — компрессора.

Приращение скорости в конце малого участка будет равно

$$v = \sqrt{\frac{2A}{m}} \text{ м/сек.} \quad (181)$$

Для построения диаграммы изменения скорости поршня необходимо построить диаграмму работ в функции перемещения поршня. Проще всего скорость определяется путем сочетания аналитических методов расчета с графическим построением.



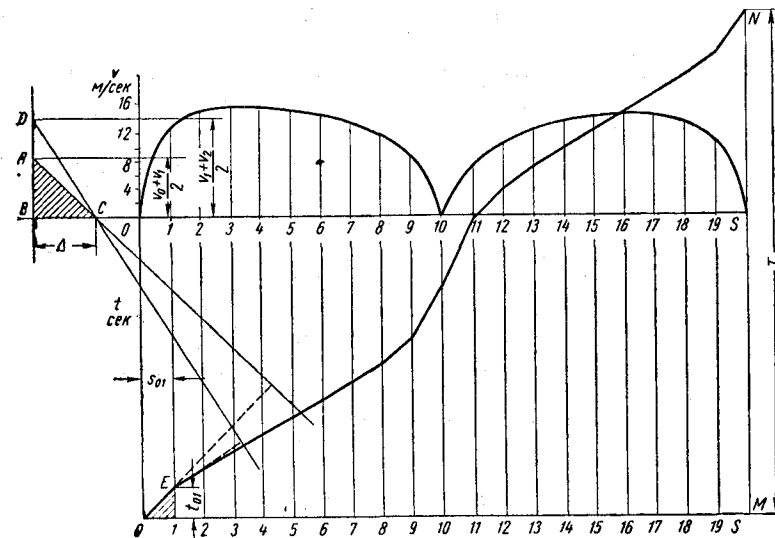
Фиг. 74. Построение диаграммы работ путем графического интегрирования диаграммы результирующих сил, действующих на поршень.

На фиг. 74 показана диаграмма работы силы P , полученная путем графического интегрирования кривой результирующих сил.

По оси абсцисс откладываем перемещение поршня S . Цифрами 0—10 обозначен ход поршня при расширении продуктов сгорания, а цифрами 10—20 ход поршня от н. м. т. к. в. м. т., когда происходит сжатие воздуха в цилиндре сгорания.

Перед интегрированием кривой результирующих сил необходимо учесть работу сил трения в механизме генератора газов. При построении диаграммы $P = f(S)$ (фиг. 74) учитывались индикаторные силы цилиндра сгорания, компрессора и воздушного буфера. Индикаторная работа цилиндра сгорания больше индикаторной работы цилиндра компрессора на величину меха-

нических потерь. Поэтому сумма положительных площадей на диаграмме $P = f(S)$ больше суммы отрицательных площадей. Разделив разницу в площадях на длину диаграммы, получим расстояние, на которое нужно перенести оси абсцисс, чтобы получить новую диаграмму, учитывающую силы трения в механизме. На фиг. 74 представлена кривая $P = f(S)$ с учетом сил трения в механизме.



Фиг. 75. Построение диаграммы времени движения свободно движущегося поршня по диаграмме скорости.

С помощью графического интегрирования кривой на фиг. 74 получим диаграмму работы. Масштаб работы находим по известной формуле

$$M_A = \frac{M_P M_S}{b} \text{ мм/кгм,} \quad (182)$$

где b — отрезок интегрирования в мм;

M_P — масштаб сил в мм/кг;

M_S — линейный масштаб в мм/м.

После построения диаграммы работы скорость поршня находится по формуле (181). По данным расчета на фиг. 75 построена диаграмма изменения скорости поршня.

На фиг. 76 диаграммы результирующих сил построены для давлений воздуха после компрессора 3, 5, 6 и 7 атм.

Зная диаграмму скорости поршня в функции его перемещения, можно построить кривую изменения времени движения в зависимости от положения поршня генератора. Наиболее удобным является способ Лебедева (МПС) [9].

Под кривой $v = f(S)$ строим координатные оси $t = f(S)$. За начало отсчета времени примем точку 0, соответствующую в. м. т. Для участка 0—1 известна средняя скорость поршня $\frac{v_0 + v_1}{2}$ и длина участка S_{01} . По этим данным легко найти время, затрачиваемое на прохождение поршнем этого участка:

$$t_{01} = \frac{2S_{01}}{v_0 + v_1} \text{ сек.} \quad (183)$$

Графически это время найдем следующим образом. На продолжении оси абсцисс графика $v = f(S)$ (фиг. 75) отложим отрезок Δ длиной 25—30 мм.

На перпендикуляре, восстановленном в точке B отрезка Δ , отложим среднюю скорость поршня для интервала 0—1. Полученную точку A соединим с другим концом отрезка Δ (точка C). На линию AC опустим перпендикуляр из начала координат $t = f(S)$. При этом отрезком $I—E$ выразится в определенном масштабе время движения поршня по участку 0—1. Докажем это положение. Заштрихованные на фиг. 75 треугольники подобны между собой, так как образованы взаимно-перпендикулярными сторонами.

Из подобия треугольников следует:

$$\frac{t_{01} M_t}{S_{01} M_s} = \frac{\Delta}{\frac{v_0 + v_1}{2} M_v}, \quad (184)$$

где M_t — масштаб времени в мм/сек;

M_s — масштаб пути в мм/м;

M_v — масштаб скорости в $\frac{\text{мм}}{\text{м/сек}}$.

Из последнего уравнения находим

$$t_{01} M_t = \frac{\Delta M_s}{M_v} \frac{2S_{01}}{v_0 + v_1}. \quad (185)$$

Сравнивая формулу (185) с формулой (183), находим масштаб времени

$$M_t = \frac{\Delta M_s}{M_v} \text{ мм/сек.} \quad (186)$$

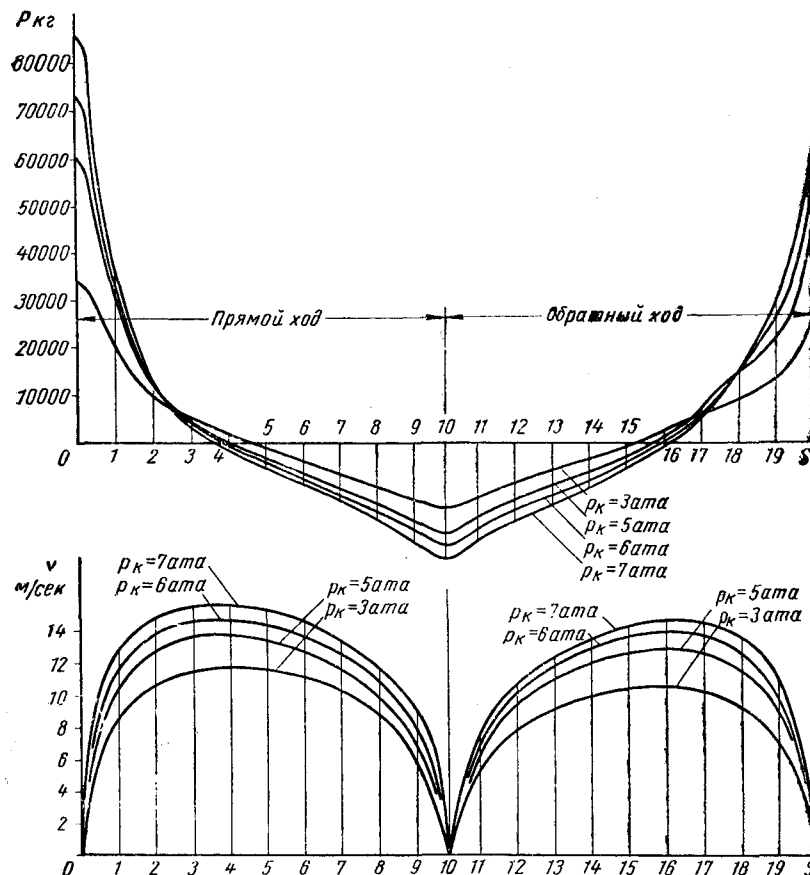
Таким образом, отрезком $I—E$ на фиг. 75 выражается в масштабе M_t время прохождения поршнем отрезка 0—1.

Для нахождения времени движения поршня по следующему интервалу 1—2 производят такое же построение. При этом перпендикуляр в координатах $t = f(S)$ опускают из ранее полученной точки E . Делая аналогичные построения для всех 20 участков, находят время T , необходимое для завершения одного полного цикла.

Число циклов в минуту находится по формуле

$$n = \frac{60}{T} \text{ цикл/мин.} \quad (187)$$

Диаметры цилиндра сгорания, цилиндра компрессора, буферного цилиндра и ход поршня генератора определяются в резуль-



Фиг. 76. Диаграммы результирующих сил и скорости поршня при четырех различных давлениях генерированного газа.

тате теплового расчета. Зная вес поршня, легко найти число циклов в минуту.

При проектировании генераторов сжатых газов приходится решать другую задачу: по заданному числу циклов в минуту найти массу поршня. При такой постановке задачи нельзя найти скорость поршня по формуле (181), так как неизвестна масса поршня. Однако формула (181) показывает, что скорость поршня

будет пропорциональна квадратному корню из величины работы.

Для каждого положения поршня находим $\sqrt{2A}$, пользуясь значениями A по фиг. 74. Найденные величины $\sqrt{2A}$ откладываем на фиг. 75 и получаем скорость поршня в функции перемещения. При этом масштаб скорости нам неизвестен. Откладываем на продолжении оси абсцисс отрезок Δ и строим кривую зависимости времени от перемещения поршня. Отрезок MN соответствует времени одного цикла. При заданном числе циклов в минуту n находим время одного цикла:

$$T = \frac{60}{n} \text{ сек.} \quad (188)$$

После этого находится масштаб времени для кривой $t = f(S)$:

$$M_t = \frac{MN}{T} \text{ мм/сек.} \quad (189)$$

При построении кривой изменения времени движения поршня по графику $v = f(S)$ масштабы скоростей и времени были связаны соотношением (186), из которого находим интересующий нас масштаб скорости:

$$M_v = \frac{\Delta M_s}{M_t} \frac{\text{мм}}{\text{м/сек}},$$

с помощью которого строится шкала ординат на фиг. 76. Искомая масса поршня

$$m = \frac{2A}{v^2} \text{ кгсек}^2/\text{м}, \quad (190)$$

где величина A в кгм берется по фиг. 74 для любой точки, а величина скорости берется по фиг. 75 для того же положения поршня. Графический способ расчета значительно проще аналитического.

§ 27. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определим к. п. д. генератора газа со свободно движущимися поршнями типа GS-34. Основные данные генератора GS-34:

Площадь F_D поршня цилиндра сгорания в см^2	910
Площадь F_K поршня цилиндра компрессора в см^2	5460
Ход поршня S в мм	451
Расстояние S_0 от центра генератора до кромки выпускных окон в мм	245
Расстояние н. м. т. от центра генератора в мм	480
Расстояние в. м. т. от центра генератора в мм	29
Степень сжатия ϵ в цилиндре сгорания	8,5
Вредный объем a компрессора в %	9,5
Давление p_2 генерированных газов в ата	4,1
Число циклов n в минуту	585

Для расчета принимаем:

Давление p_K воздуха после компрессора в ата	4,6
Давление p_a начала сжатия воздуха в цилиндре сгорания в ата	4,2
Температура T_{ac} начала сжатия в компрессоре в $^\circ \text{абс.}$	300
К. п. д. η_K компрессора	0,85
Механический к. п. д. η_M цилиндра сгорания	0,95
Коэффициент остаточных газов γ	0,04
Степень повышения давления λ	1,4

Расчет начинаем с определения температуры конца сжатия в компрессоре:

$$T_K = T_{ac} \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} = 300 \left(\frac{4,6}{1,0} \right)^{\frac{1,42 - 1}{1,42}} = 470^\circ \text{ абс.}$$

Эту температуру принимаем за температуру начала сжатия в цилиндре сгорания.

Задаемся показателем линии сжатия $n_1 = 1,34$ при этом температура конца сжатия в цилиндре сгорания

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = 470 \cdot 8,5^{1,34 - 1} = 973^\circ \text{ абс.}$$

Среднее значение температуры на линии сжатия

$$T_{cp} = \frac{T_a + T_c}{2} = \frac{470 + 973}{2} = 721,5^\circ \text{ абс.}$$

По этой температуре на фиг. 52 находим показатель линии сжатия $n_1 = 1,34$, что совпадает со значением, которым мы задавались.

Удельный вес воздуха, который входит в компрессор через впускной клапан, определяется из характеристического уравнения

$$\gamma_{ac} = \frac{p_{ac} 10^4}{R T_{ac}} = \frac{1,0 \cdot 10^4}{29,3 \cdot 300} = 1,14 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный коэффициент подачи компрессора подсчитывается по формуле (30):

$$\lambda_0 = 1 + a \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right] = 1 + 0,095 \left[\left(\frac{4,6}{1,0} \right)^{\frac{1}{1,1}} - 1 \right] = 0,714.$$

Подача компрессора за цикл производится двумя полостями

$$G_K = 2 \lambda_0 \gamma_{ac} F_K S = 2 \cdot 0,92 \cdot 0,714 \cdot 1,14 \cdot 0,546 \cdot 0,451 = 0,370 \text{ кг/цикл.}$$

Вес воздуха, остающегося в цилиндре сгорания после закрытия окон,

$$G_1 = \frac{p 10^4 V_a}{R T_a} = \frac{4,2 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 0,245 \cdot 0,091}{29,3 \cdot 470} = 0,136 \text{ кг/цикл.}$$

Коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi = \frac{G_K}{G_1} = \frac{0,370}{0,136} = 2,7.$$

По формуле (100) находим среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания генератора газов

$$p_i = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{\eta_m T_a (1 + \gamma)} \frac{\varphi T_{sc}}{\eta_k} \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{8,5}{8,5 - 1} \frac{4,2}{0,95 \cdot 470 (1 + 0,04)} \frac{2,7 \cdot 300}{0,85} \frac{1,42}{1,42 - 1} \left[\left(\frac{4,6}{1,0} \right)^{\frac{1,42 - 1}{1,42}} - 1 \right] =$$

$$= 18,85 \text{ кг/см}^2.$$

Задаемся показателем линии расширения $n_2 = 1,25$ и из уравнения (107)

$$A = \left[\frac{p_i (\varepsilon - 1)}{p_a \varepsilon^{n_1}} + \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \frac{1}{\lambda} + 1 = \frac{1}{n_2 - 1} \left(n_2 p - \frac{p^{n_2}}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) =$$

$$= \left[\frac{18,85 (8,5 - 1)}{4,2 \cdot 8,5^{1,34}} + \frac{1}{1,34 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,5^{1,34 - 1}} \right) \right] \frac{1}{1,4} + 1 =$$

$$= \frac{1}{1,25 - 1} \left(1,25 p - \frac{p^{1,25}}{8,5^{1,25 - 1}} \right).$$

Подбором находим степень предварительного расширения $p = 1,42$.
Температура конца видимого сгорания

$$T_z = \frac{\lambda_p T_c}{\mu} = \frac{1,4 \cdot 1,42 \cdot 973}{1,03} = 1875^\circ \text{ абс.}$$

Соответствующий коэффициент избытка воздуха по формуле (109)
 $\alpha_2 = 1,88$.

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{p} = \frac{8,5}{1,42} = 5,98.$$

Температура конца расширения

$$T_s = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{1875}{5,98^{1,25 - 1}} = 1198^\circ \text{ абс.}$$

Средняя температура на линии расширения

$$T_{cp} = \frac{T_z + T_s}{2} = \frac{1875 + 1198}{2} = 1536^\circ \text{ абс.}$$

По фиг. 52 находим показатель линии расширения $n_2 = 1,25$, что соответствует ранее принятому значению.

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 4,2 \cdot 8,5^{1,34} = 73,9 \text{ кг/см}^2.$$

Давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,4 \cdot 73,9 = 103,5 \text{ кг/см}^2.$$

Давление в конце расширения

$$p_s = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = 103,5 \frac{1}{5,98^{1,25}} = 11,04 \text{ кг/см}^2.$$

Температура продуктов сгорания после расширения до давления генерированных газов

$$T_r = T_s \left(\frac{p_T}{p_s} \right)^{\frac{n - 1}{n}} = 1198 \left(\frac{4,1}{11,04} \right)^{\frac{1,27 - 1}{1,27}} = 975^\circ \text{ абс.}$$

Теплосодержание газов перед турбиной находим по формуле (115):

$$I_1 = \frac{(\varphi - 1) \mu c_p T_k + \mu_0 \mu c_p' T_p}{\varphi - 1 + \mu_0} = \frac{(2,7 - 1) 5,185 \cdot 470 + 1,03 \cdot 6,905 \cdot 975}{2,7 - 1 + 1,03} =$$

$$= 4070 \text{ ккал/моль.}$$

Находим температуру газов (фиг. 59) перед турбиной $T_1 = 675^\circ \text{ абс.}$
Температура газов в конце расширения в турбине находится по формуле

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{n_T - 1}{n_T}} = 675 \left(\frac{1}{4,1} \right)^{\frac{1,36 - 1}{1,36}} = 463^\circ \text{ абс.}$$

Находим теплосодержание газов (фиг. 59) после турбины
 $I_2 = 2450 \text{ ккал/моль.}$ Вес генерированных газов

$$G_T = 1 + \varphi \alpha L_0' = 1 + 2,7 \cdot 1,88 \cdot 14,3 = 73,5 \text{ кг/кг.}$$

К. п. д. генератора при условии адиабатического расширения генерированных газов

$$\eta_{ад} = \frac{G_T (I_1 - I_2)}{m Q_H} = \frac{73,5 (4070 - 2450)}{28,9 \cdot 10\,000} = 0,41.$$

При испытании генератора GS-34 на этом режиме был получен к. п. д.
 $\eta_{ад} = 0,42$.

Подача топлива на один цикл

$$\Delta G = \frac{G_1}{\alpha L_0'} = \frac{0,136}{1,88 \cdot 14,3} = 0,005 \text{ кг/цикл.}$$

Вес генерированных газов за один цикл работы генератора

$$\Delta G_2 = G_k + \Delta G = 0,370 + 0,005 = 0,375 \text{ кг/цикл.}$$

Расход газа определяется по формуле

$$G_c = \frac{\Delta G_2 \cdot n}{60} = \frac{0,375 \cdot 585}{60} = 3,65 \text{ кг/сек.}$$

При испытании генератора GS-34 на этом режиме расход газа составлял
3,67 кг/сек.

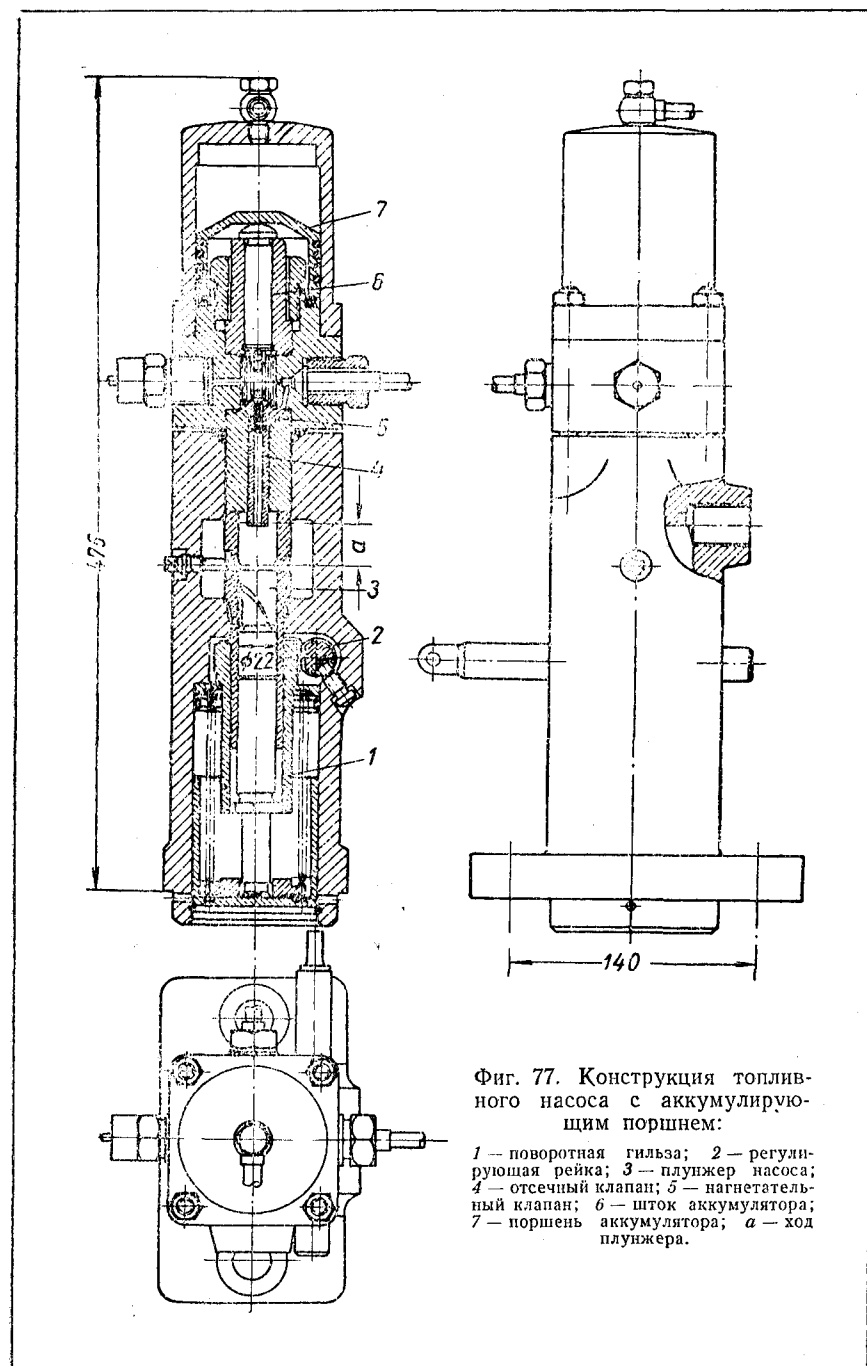
ГЛАВА VII

ТОПЛИВОПОДАЮЩАЯ АППАРАТУРА ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

§ 28. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

Топливоподающая аппаратура комбинированных двигателей с коленчатым валом ничем не отличается от топливной аппаратуры обычных дизелей. Поэтому рассмотрим только аппаратуру подачи топлива генератора газов со свободно движущимися поршнями. Основная особенность этих машин заключается в том, что топливо должно подаваться при положении поршней около в. м. т., когда поршни и все связанные с ними детали имеют минимальную скорость. Обычные топливные насосы не могут обеспечить интенсивную подачу топлива в момент остановки поршней. Поэтому в генераторах газов со свободно движущимися поршнями применяются топливные насосы с аккумулярующим поршнем (фиг. 77). Плунжер 3 перемещается в гильзе топливного насоса вверх и вниз. При движении плунжера вниз полость над цилиндром наполняется топливом через отсечные отверстия. При движении плунжера вверх перекрываются отсечные отверстия и происходит подача топлива. При этом нагнетательный клапан 5 поднимается и топливо перетекает в пространство под шток 6 аккумулятора. Под давлением топлива шток аккумулятора приподнимается, преодолевая сопротивление поршня 7, на который давит сжатый воздух.

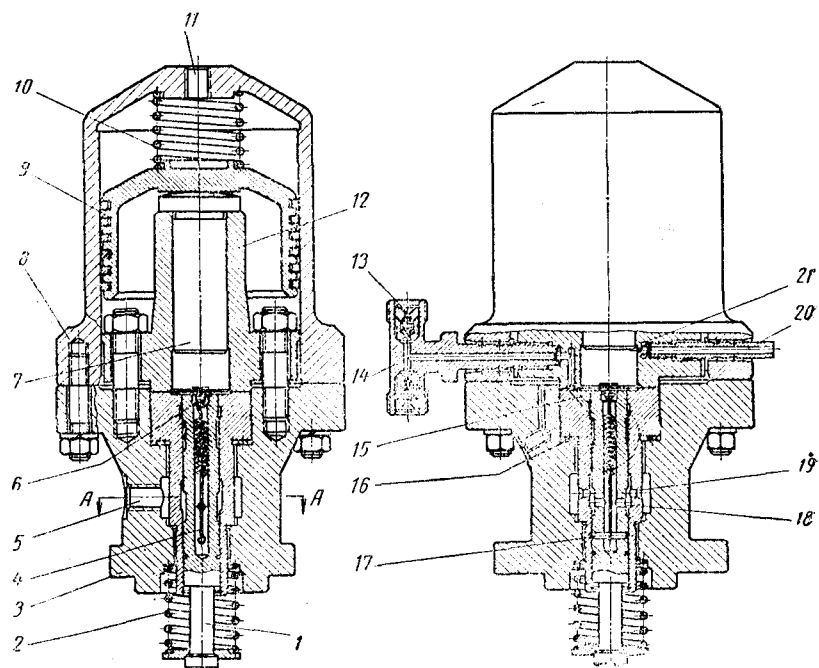
При дальнейшем движении плунжера насоса вверх его косая кромка открывает отсечное окно, и подача топлива через нагнетательный клапан прекращается. При посадке нагнетательный клапан 5 разобщает полость аккумулятора от надплунжерной полости насоса. К концу хода плунжер насоса ударяет своей верхней частью в хвостовик отсечного клапана 4, нагруженного сверху сильной пружиной. При этом открываются один или несколько нагнетательных клапанов, соединенных с трубопроводами, ведущими к форсункам. Топливо под давлением, определяемым давлением воздуха над поршнем аккумулятора, подается к форсункам цилиндра сгорания генератора газов.



Фиг. 77. Конструкция топливного насоса с аккумулярующим поршнем:

1 — поворотная гильза; 2 — регулирующая рейка; 3 — плунжер насоса; 4 — отсечный клапан; 5 — нагнетательный клапан; 6 — шток аккумулятора; 7 — поршень аккумулятора; а — ход плунжера.

Подача топлива регулируется поворотом насосного плунжера при помощи поворотной гильзы 1 и регулирующей рейки 2. Это устройство полностью аналогично соответствующим устройствам в обычных топливоподающих насосах.

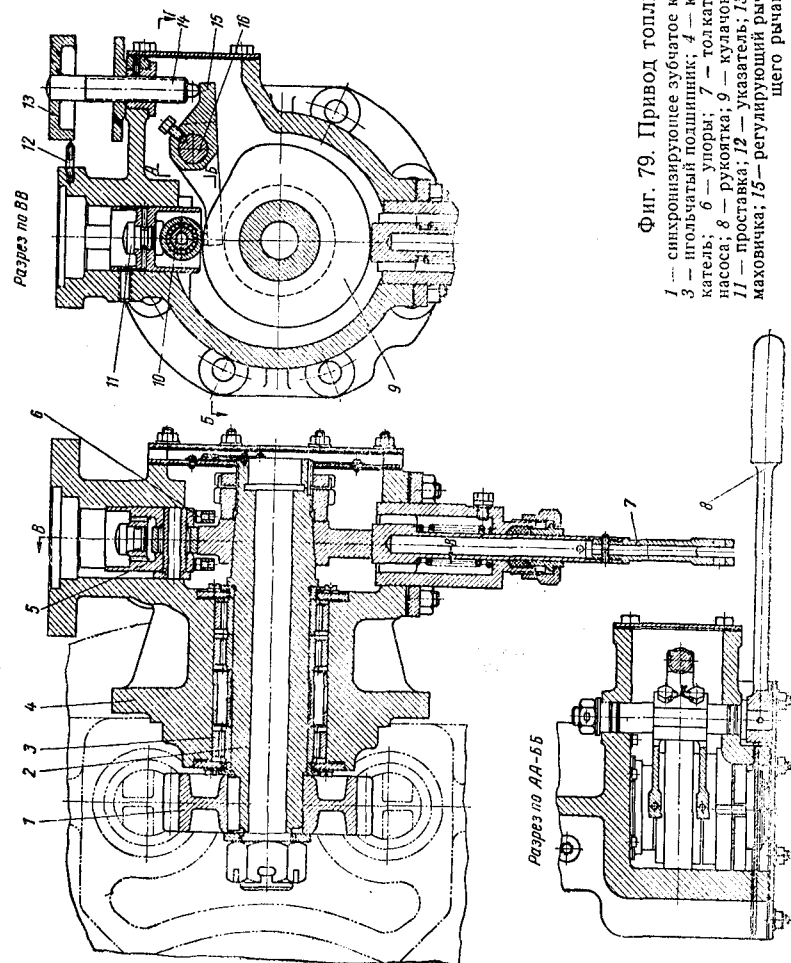


Фиг. 78. Топливный насос аккумуляторного типа:

1 — отмеривающий плунжер; 2 — пружина; 3 — корпус насоса; 4 — пружина впускного клапана; 5 — отверстие в корпусе насоса; 6 — впускной клапан; 7 — плунжер аккумулятора; 8 — колпак аккумулятора; 9 — поршень аккумулятора; 10 — пружина аккумулятора; 11 — отверстие для сжатого воздуха; 12 — гильза аккумулятора; 13 — нагнетательный клапан; 14 — тройник; 15 — нагнетательный канал; 16 — вспомогательное кольцо из маслястойкой резины; 17 — латунный штифт; 18 — отверстие в отмеривающем плунжере; 19 — отверстие в гильзе отмеривающего плунжера; 20 — штуцер для выпуска воздуха; 21 — шариковый клапан.

На фиг. 78 показан топливный насос генератора газов со свободно движущимися поршнями конструкции Ворошиловградского тепловозостроительного завода, предназначенный для генератора газов мощностью 750 л. с. при числе двойных ходов 760 в минуту. При номинальном режиме работы топливный насос подает около 3 г дизельного топлива на каждый цикл.

Отмеривающий плунжер 1 приводится в движение толкателем кулачкового привода насоса. На фиг. 78 отмеривающий плунжер находится в своем нижнем положении. При движении



Фиг. 79. Привод топливного насоса:

1 — синхронизирующее зубчатое колесо; 2 — вал привода; 3 — иглообразный подшипник; 4 — толкатель привода; 5 — толкатель; 6 — упор; 7 — упор; 8 — кулачок; 9 — кулачок; 10 — ролик толкателя; 11 — пружина; 12 — указатель; 13 — маховик; 14 — винт маховика; 15 — регулирующий рычаг; 16 — ось регулирующего рычага.

отмеривающего плунжера вверх впускной клапан 6 закрыт и топливо нагнетается в пространство под плунжером 7 аккумулятора. При этом плунжер 7 поднимается вверх, преодолевая усилие пружины 10 и давление сжатого воздуха. Сжатый воздух подводится в пространство над поршнем 9 аккумулятора через отверстие 11 в колпаке 8 аккумулятора.

В конце нагнетательного хода проточка на плунжере сообщит полость под плунжером 7 аккумулятора с нагнетательным каналом 15 ведущим к тройнику 14. От тройника 14 топливо через нагнетательные клапаны 13 поступает в трубопроводы, ведущие к форсункам. Подача топлива к форсункам начинается с момента открытия отмеривающим плунжером нагнетательного канала 15 и продолжается до тех пор, пока головка аккумулярующего плунжера не сядет на верхний торец гильзы 12 аккумулятора. Таким образом, подача топлива к форсункам происходит под действием аккумулярующего плунжера, а давление аккумулярующего плунжера на топливо определяется усилием пружины 10 и давлением сжатого воздуха над поршнем 9 аккумулятора. Давление воздуха на поршень аккумулятора должно составлять около 35 кг/см^2 . При этом давление топлива в момент его нагнетания к форсункам составляет около 500 кг/см^2 . Сжатый воздух подводится к топливному насосу от пусковых баллонов через игольчатый дросселирующий клапан. Давление воздуха контролируется по манометру.

В конце процесса впрыска отмеривающий поршень начинает двигаться вниз и закрывает нагнетательный канал 15. В надплунжерном пространстве образуется разрежение. При этом впускной клапан 6 под действием перепада давлений, сил инерции впускного клапана и столба топлива в осевом отверстии отмеривающего плунжера преодолевает усилие пружины 4 и открывается. Топливо от топливоподкачивающей помпы по отверстию 5 попадает в кольцевой канал корпуса 3 насоса. Из кольцевого канала топливо через отверстие 19 в гильзе отмеривающего плунжера, отверстие 18 в самом отмеривающем плунжере и впускной клапан 6 поступает в надплунжерное пространство.

При подходе отмеривающего плунжера к крайнему нижнему положению пружина 4 закрывает впускной клапан 6 и цикл повторяется.

Количество топлива, подаваемого насосом, регулируется изменением хода толкателя. На фиг. 79 показан привод топливного насоса. От зубчатых реек движение передается синхронизирующему зубчатому колесу 1, которое жестко укреплено на валу 2 привода. Вал 2 привода свободно вращается в игольчатых подшипниках 3, укрепленных в корпусе 4 привода. На коническом конце вала 2 посажен кулачок 9 привода.

При повороте кулачка, жестко соединенного с валом синхронизирующей шестерни, толкатель 5 перемещается вверх, при-

водя в движение через проставку 11 отмеривающий плунжер. Нижнее положение толкателя определяется положением упоров 6 регулирующего рычага 15. Поворотом рукоятки 8 изменяется положение упоров и ход толкателя 5.

Уменьшение подачи топлива осуществляется поворотом регулирующего рычага 15 по часовой стрелке. При этом упоры 6 поднимаются и толкатель 5 не доходит до нижнего положения. Ход всасывания отмеривающего плунжера сократится, а между кулачком и роликом 10 толкателя образуется зазор. При уменьшенной подаче топлива ход нагнетания плунжера начинается позднее.

Подача топлива прекращается, когда регулирующий рычаг 15 при помощи рукоятки 8 поворачивается так, что упоры 6 закрепляют толкатель 5 в верхнем положении.

Регулирующий рычаг 15 может быть установлен для заданной величины подачи топлива при помощи маховичка 13 и указателя 12. При этом винтом 14 маховичка фиксируется любое положение регулирующего рычага 15.

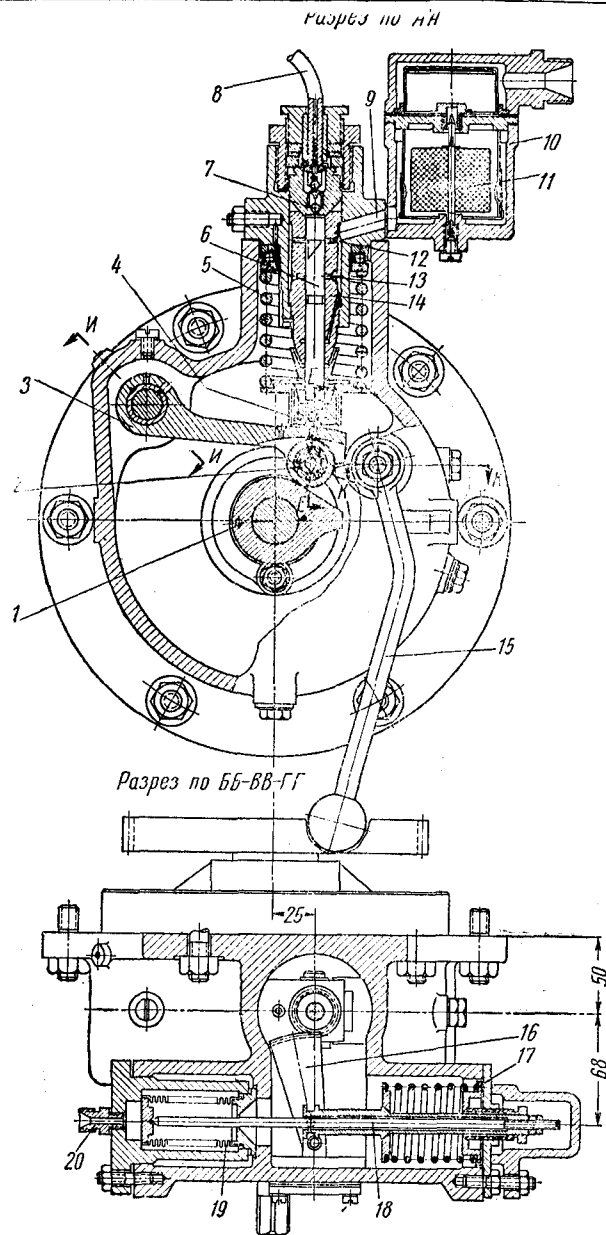
Кулачок топливного насоса воздействует также на толкатель 7 привода масляного насоса.

При помощи рукоятки 8 прокачивают топливный насос и освобождают его от воздуха. Перемещая рукоятку 8, сообщают движение отмеривающему плунжеру. При этом наблюдают за выходом воздуха из штуцера 20 (фиг. 78). После появления из штуцера 20 топлива можно считать, что топливная система насоса практически свободна от воздуха. Прокачивание насоса производится при выпущенном из колпака 8 аккумулятора воздухе.

Совершенно иная конструкция топливного насоса золотникового типа показана на фиг. 80. Этот насос устанавливается на дизель-компрессор со свободно движущимися поршнями конструкции ЦУМЗ МПС производительностью $12 \text{ м}^3/\text{мин}$ сжатого воздуха с давлением 7 ата при 480 циклах в минуту. Подача топливного насоса составляет около $0,7 \text{ г}$ на цикл. Подобная конструкция может применяться и для генераторов сжатых газов со свободно движущимися поршнями малой мощности.

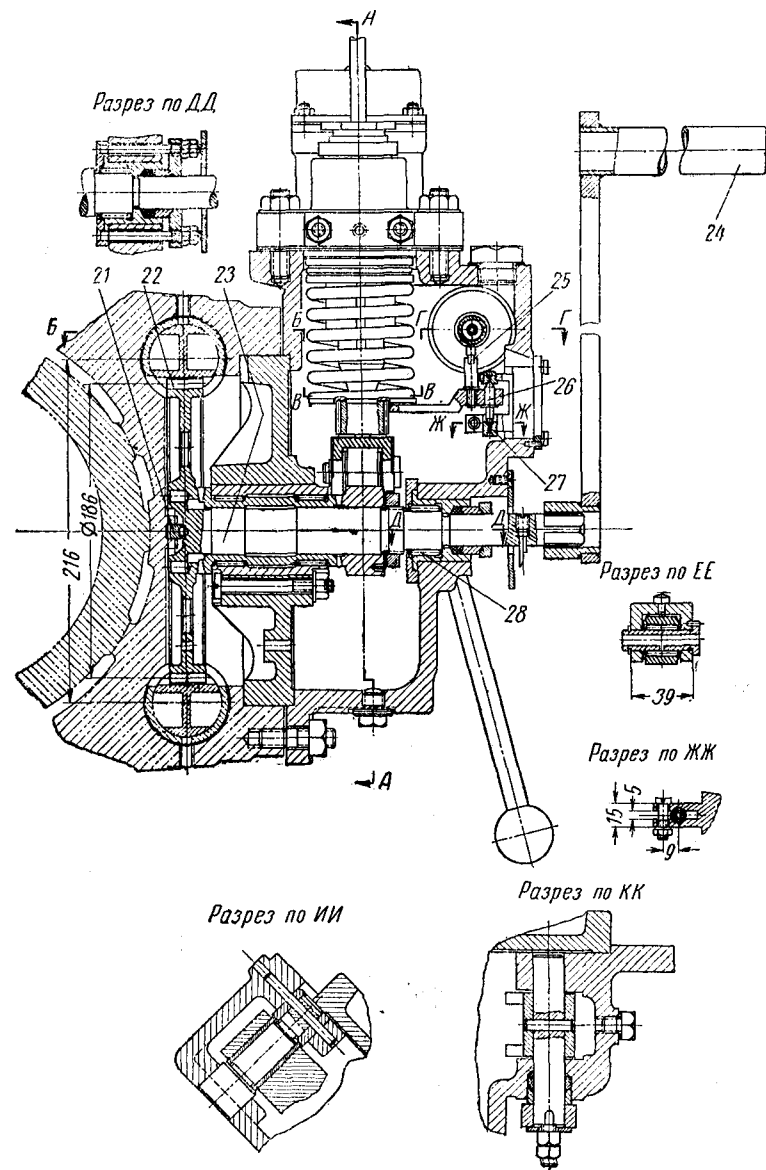
Плунжер 6 топливного насоса приводится в движение при помощи специального привода. Движение от зубчатых реек передается синхронизирующему зубчатому колесу 22, которое неподвижно закреплено на валу 23 привода. Вал 23 привода свободно вращается в игольчатых подшипниках 28. На конце вала неподвижно укреплен кулачок 1, совершающий колебательное движение вокруг своей оси. Кулачок 1 воздействует на ролик 2 качающегося толкателя 3. От качающегося толкателя движение передается плунжеру 6.

Топливо из топливного бака попадает в поплавковую камеру 10. Поплавок 11 имеет иглу, которая прекращает поступление



Фиг. 80. Топливный насос

1 — кулачок привода; 2 — ролик толкателя; 3 — качающийся толкатель; 4 — зубчатое колесо плунжера; 5 — пружина; 6 — плунжер-золотник; 7 — нагнетательные клапаны; 8 — трубопровод к форсунке; 9 — канал для прохода топлива; 10 — поплавковая камера; 11 — поплавок с иглой; 12 — выпускное окно; 13 — отсечное окно; 14 — гильза; 15 — руко-регулятора; 16 — зубчатый сектор; 17 — пружина регулятора; 18 — шток щеи зубчатое колесо; 19 — вал привода; 20 — рукоятка для разведения поршней; 21 — шариковый упор; 22 — синхронизирующая пружина; 23 — вал привода; 24 — рукоятка для разведения поршней; 25 — штифт; 26 — ось зубчатого сектора; 27 — опоры оси; 28 — игольчатый подшипник привода.



Золотникового типа:

колесо плунжера; 5 — пружина; 6 — плунжер-золотник; 7 — нагнетательные клапаны; 11 — поплавок с иглой; 12 — выпускное окно; 13 — отсечное окно; 14 — гильза; 15 — руко-регулятора; 19 — сильфон; 20 — штуцер; 21 — шариковый упор; 22 — синхронизирующая пружина; 25 — штифт; 26 — ось зубчатого сектора; 27 — опоры оси; 28 — игольчатый подшипник привода.

топлива при его определенном уровне в поплавковой камере 10. Поэтому топливо поступает к топливному насосу при определенном давлении, не зависящем от уровня топлива в баке. Для очистки топлива в поплавковой камере поставлен сетчатый фильтр.

Из поплавковой камеры по каналу 9 топливо поступает в кольцевую полость между корпусом насоса и гильзой 14, откуда через окна 12 — в пространство над плунжером.

При движении плунжера 6 вверх отсечная кромка его закрывает окна 12 для прохода топлива и пространство над плунжером оказывается изолированным. При дальнейшем движении плунжера 6 вверх открываются нагнетательные клапаны 7 и топливо по трубопроводу 8 поступает к форсунке.

Конец подачи топлива происходит в тот момент, когда кольцевая выточка на плунжере 6 откроет отсечное окно 13. Полезный ход плунжера 6 изменяется при повороте плунжера вокруг своей оси. При этом изменяется начало подачи топлива при постоянном конце подачи.

Поворот плунжера осуществляется специальным регулятором подачи топлива при помощи зубчатого сектора 16 и зубчатого колеса 4.

Подача топлива изменяется в зависимости от давления сжатого воздуха. При увеличении давления сжатого воздуха в результате уменьшения его расхода потребителями происходит следующее. Сжатый воздух по штуцеру 20 поступает в полость внутри корпуса регулятора, где расположен сильфон 19. Под действием повышенного давления воздуха сильфон сжимается, перемещая шток 18 регулятора вправо. При этом пружина 17 регулятора сжимается. Вместе со штоком 18 регулятора перемещается штифт 25, укрепленный на зубчатом секторе 16. Зубчатый сектор 16 поворачивается вокруг своей оси 26 и вращает зубчатое колесо 4 плунжера насоса в сторону уменьшения полезного хода плунжера. Начало подачи топлива происходит позднее и в цилиндр двигателя поступает меньшее количество топлива.

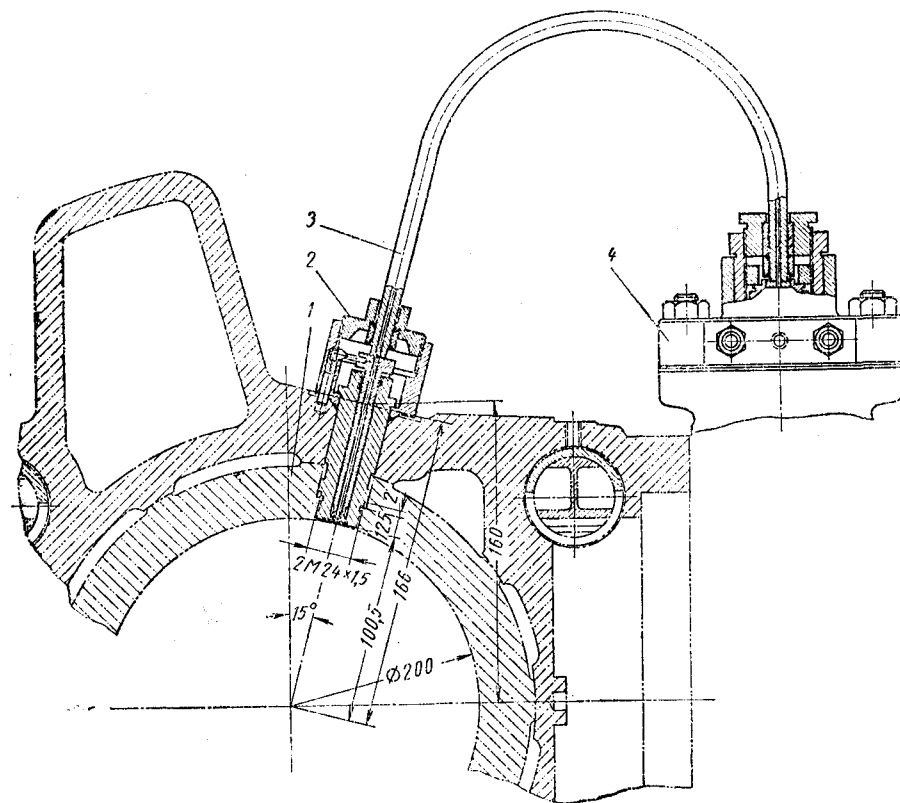
Полное выключение подачи топлива и остановка машины осуществляются рукояткой 15, при повороте которой качающийся толкатель 3 поднимается вверх и воздействие кулачка на толкатель прекращается.

В топливном насосе, изображенном на фиг. 80, подача топлива начинается задолго до в. м. т. и заканчивается полностью до подхода поршней к своим крайним положениям. При этом кулачок имеет еще достаточную угловую скорость для резкой подачи топлива, но ввиду неблагоприятной фазы топливоподачи, удельный расход топлива увеличивается. Поэтому такая система топливоподачи применяется на установках малой мощности. Отечественная промышленность изготавливает подобные топлив-

ные насосы для установки на дизель-компрессор со свободно движущимися поршнями ДК-2.

На фиг. 81 показан общий вид установки форсунки на цилиндр машины.

По данным Эйхельберга [41] генератор газов со свободно движущимися поршнями типа GS-34 имеет шесть форсунок (че-



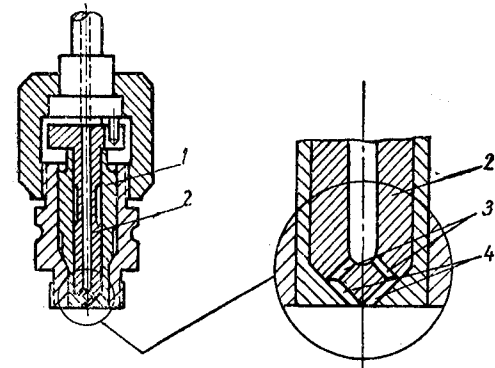
Фиг. 81. Общий вид установки форсунки на цилиндр двигателя со свободно движущимися поршнями:

1 — цилиндр; 2 — форсунки; 3 — трубопровод; 4 — топливный насос.

тыре открытого типа и две штифтовые), расположенных на равном расстоянии по окружности камеры сгорания. Через штифтовые форсунки 5% общего количества топлива подается в предкамеры. Объем предкамер составляет около 10% объема камеры сгорания. Продолжительность подачи топлива открытыми форсунками составляет около 9 мс, что эквивалентно 33 условным градусам при номинальном режиме. Продолжительность подачи штифтовыми форсунками составляет 7 мс или 25 условных градусов. Начало подачи топлива открытыми форсунками

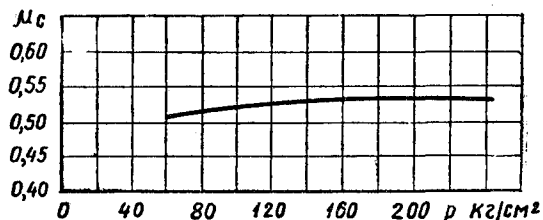
происходит за 5,5 мс (20 условных градусов) до в. м. т. Штифтовые форсунки начинают подавать топливо за 1 мс (4 условных градуса) до внутренней мертвой точки.

Назначение предкамеры состоит в том, чтобы получить в главной камере сгорания дополнительное завихривание в процессе впрыскивания главного количества топлива. Завихривание осуществляется потоком горячих газов из предкамеры. Благодаря хорошему перемешиванию воздуха и топлива удается получить совершенное сгорание и бездымный выпуск даже при максимальной мощности.



Фиг. 82. Открытая форсунка:
1 — распылитель; 2 — игла; 3 — отверстия; 4 — канавки.

На фиг. 82 показана открытая форсунка, применяемая для установок со свободно движущимися поршнями. Форсунка состоит из корпуса, в котором помещается распылитель 1, с неподвижно укрепленной стальной иглой 2, имеющей центральный



Фиг. 83. Изменение коэффициента расхода от открытой форсунки, представленной на фиг. 82, в зависимости от давления распыления.

канал для прохода топлива. В конце иглы просверлено два отверстия 3 под углом 90° одно к другому. Игла 2 заканчивается конусом, хорошо притертым к коническому седлу распылителя 1. Для выхода топлива на этом конусе имеются две канавки 4. Два потока топлива сталкиваются между собой при выходе в сопловое отверстие распылителя 1 и образуют широкий плоский веер распыленного топлива. Плоскость распыливания перпендикулярна плоскости расположения канавок 4. Распыливающие канавки фиксируются в необходимом положении относительно камеры сгорания установочным штифтом.

При больших диаметрах цилиндра сгорания применяют несколько открытых форсунок, так как дальность их небольшая. Форсунки располагают по окружности цилиндра.

На фиг. 83 приведена кривая изменения коэффициента расхода для открытой форсунки с пересекающимися каналами в зависимости от давления распыливания. При изменении давления от 120 до 250 кг/см² коэффициент расхода можно принимать равным 0,53.

§ 29. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

При использовании топливного насоса с аккумулярующим поршнем плунжер насоса дозирует топливо на каждый цикл. Для определения диаметра плунжера и его хода нужно определить количество топлива ΔV , которое должно быть подано в цилиндр сгорания за один цикл:

$$\Delta V = \frac{N_e \cdot g_e}{60 \gamma \cdot n} \text{ см}^3, \quad (191)$$

где n — число циклов в минуту;

N_e — эффективная мощность;

g_e — удельный расход топлива;

γ — удельный вес топлива (для дизельного топлива $\gamma = 0,85 \text{ г/см}^3$).

Количество топлива, которое должно подаваться плунжером насоса, можно выразить так:

$$\Delta V = k \frac{\pi d^2}{4} S \text{ см}^3, \quad (192)$$

где k — коэффициент запаса производительности насоса, равный 1,35.

Для нахождения диаметра плунжера и хода поршня обычно задаются отношением S/d . Для золотниковых насосов это отношение близко к единице.

После определения размеров плунжера насоса определяют размеры аккумулярующего устройства. Для хорошего распыливания топлива давление в аккумуляторе должно быть порядка 400—500 кг/см². Обычно диаметр штока аккумулятора делается несколько меньше диаметра плунжера насоса. Можно принимать $d_{ш} = (0,6 \div 0,8)d$. Давление топлива на шток аккумулятора равно давлению воздуха на поршень аккумулятора:

$$p_m \frac{\pi d_{ш}^2}{4} = p_a \frac{\pi d_a^2}{4},$$

откуда находится диаметр поршня аккумулятора

$$d_a = d_{ш} \sqrt{\frac{p_m}{p_0}} \text{ мм}, \quad (193)$$

где p_m — давление топлива на шток аккумулятора в кг/см^2 .
 p_0 — давление воздуха на поршень аккумулятора в кг/см^2 .

Давление воздуха на поршень аккумулятора определяется давлением пускового воздуха, находящегося в баллонах. Это давление составляет 30—50 кг/см^2 .

Остается определить проходное сечение сопловых отверстий форсунок. Продолжительность впрыска топлива составляет φ условных градусов. Обычно $\varphi = 20 \div 25^\circ$. При этом продолжительность подачи топлива определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\varphi}{6\pi} \text{ сек.} \quad (194)$$

Секундный расход топлива определяется из уравнения

$$Q = \mu f \sqrt{2g \frac{(p_m - p_z)}{\gamma}} \text{ см}^3/\text{сек}, \quad (195)$$

где μ — коэффициент расхода форсунок;
 f — проходное сечение форсунок в см^2 ;
 γ — удельный вес топлива в кг/см^3 ;
 p_z — давление газов в камере сгорания в кг/см^2 ;
 g — ускорение свободного падения в см/сек^2 .

С другой стороны, секундный расход топлива может быть выражен через объем подаваемого за цикл топлива и продолжительность подачи

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} \text{ см}^3/\text{сек}. \quad (196)$$

Из уравнений (195) и (196) находится проходное сечение форсунок

$$f = \frac{\Delta V}{\mu \Delta t} \frac{1}{\sqrt{2g \frac{(p_m - p_z)}{\gamma}}} \text{ см}^2. \quad (197)$$

Распыление топлива в открытых форсунках обычных дизелей ухудшалось при уменьшении числа оборотов коленчатого вала, тогда как распыление топлива при аккумуляторной системе подачи почти не зависит от числа циклов генератора со свободно движущимися поршнями.

ГЛАВА VIII

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

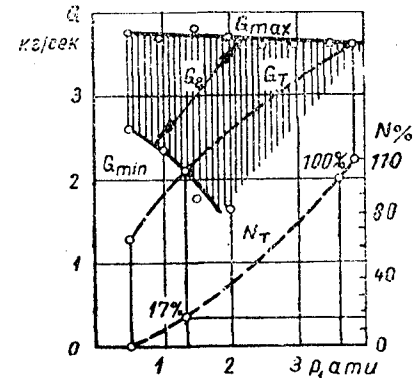
§ 30. СТАБИЛИЗАТОР МЕХАНИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ГАЗОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Для обеспечения одинакового давления в буферах левой и правой части механического генератора газов со свободно движущимися поршнями служит уравнительная трубка (см. фиг. 22), соединяющая обе полости буферов при произвольном положении поршней. К уравнительной трубке присоединяется стабилизатор, позволяющий менять давление генерированных газов.

Для изменения производительности генератора в широком диапазоне приходится изменять давление газов перед рабочими расширительными машинами от 1 до 5 *ати*. При изменении давления рабочих газов будет изменяться давление продувочного воздуха в ресивере. Для нормальной работы генератора необходимо соответственно изменить среднее давление в буферных цилиндрах.

При совместной работе генератора со свободно движущимися поршнями и газовой турбины необходимо изменять производительность генератора в соответствии с потребностью турбины. Регулирование генератора достигается уменьшением давления или изменением расхода газов.

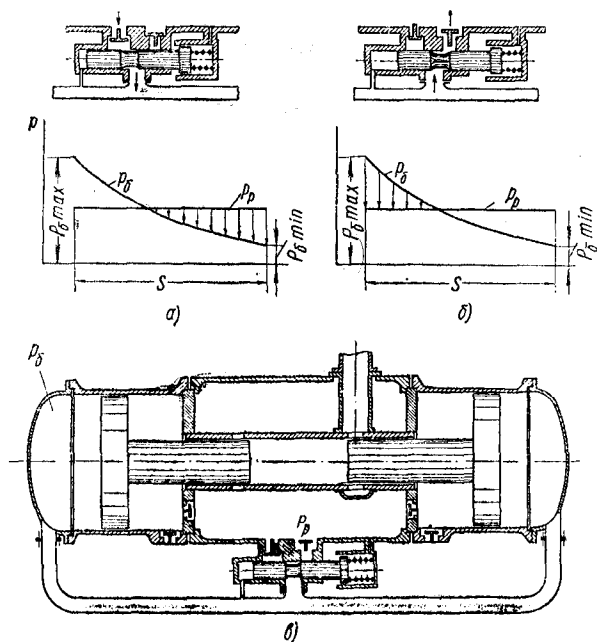
На фиг. 84 показано изменение максимальной G_{\max} и минимальной G_{\min} производительности генератора газов со свободно движущимися поршнями в зависимости от давления рабочих газов перед турбиной. Также приведены кривая необходимого



Фиг. 84. Производительность безвального генератора газов и расход газа турбиной при разных давлениях генерированного газа.

расхода газа для привода турбины G_T и кривая мощности турбины N_T в процентах от ее номинального значения. Кривые были получены при испытании генератора GS-34 [41].

Область регулирования мощности турбины лежит в пределах от 17 до 110% от мощности номинального режима. Соответственное регулирование производительности генератора осуществляется стабилизатором.



Фиг. 85. Схема стабилизатора:

a — положение для наполнения буферных цилиндров;
 b — положение для опораживания буферных цилиндров;
 c — схема уравнительной трубки со стабилизатором.

При заданной нагрузке турбины давление генерированных газов остается постоянным, а давление в буферных цилиндрах меняется от максимального $p_{\sigma \max}$ до минимального $p_{\sigma \min}$ при каждом ходе поршня, следовательно, всегда будет момент, когда давление в ресивере будет больше давления в буфере. При этом воздух из ресивера будет перетекать в буферные цилиндры (фиг. 85, a). В момент, когда давление в буфере будет больше давления в ресивере, воздух из буферных цилиндров будет перетекать в продувочный ресивер (фиг. 85, b). Это обстоятельство используется для регулирования среднего давления воздуха в буферном цилиндре в соответствии с давлением генерированного газа.

Схема стабилизатора показана на фиг. 85, b . Золотник стабилизатора с одной стороны находится под действием давления, равного сумме давлений продувочного воздуха и пружины, а с другой — под действием давления в буферном цилиндре. При нейтральном положении золотника продувочный ресивер разобщен с буферными цилиндрами.

Конструкция стабилизатора показана на фиг. 86. Прямой клапан 1 помещен в золотниковую коробку 2, соединенную с двухступенчатым поршнем 3.

Если давление в ресивере больше давления в буферных цилиндрах, то золотник поднимется вверх, воздух из ресивера устремится в верхние окна золотниковой коробки и через клапан поступит в буферные цилиндры. При больших давлениях в буферном цилиндре золотниковая коробка опустится и воздух из буферных цилиндров будет перетекать в ресивер через верхние окна золотника, клапан и нижние окна золотника.

На двухступенчатый поршень действует постоянная сила веса движущихся частей G_d и три переменные силы:

$p_{p \text{ ср}}$ — от среднего давления воздуха в воздушном ресивере;

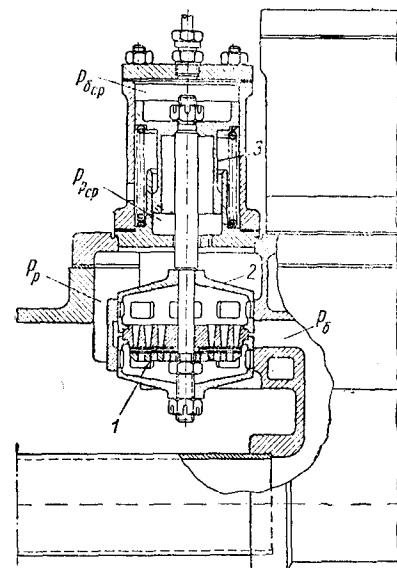
$p_{\sigma \text{ ср}}$ — от среднего давления воздуха буферов;

Q — от деформации пружины.

На фиг. 87 показана схема сил, действующих на дифференциальный поршень стабилизатора. В положении равновесия сумма всех сил равна нулю:

$$p_{\sigma \text{ ср}} + G_d - Q - p_{p \text{ ср}} = 0. \quad (198)$$

Среднее давление воздуха в ресивере и среднее давление воздуха в буферах линейно зависят от давления генерированного газа. Такая зависимость получена при испытании генератора GS-34 (фиг. 88). Характеристика стабилизатора (фиг. 88) представляет линейную зависимость сил $p_{p \text{ ср}}$ и $p_{\sigma \text{ ср}}$, входящих в уравнение (198), от давления генерированных газов. Линейная зависимость позволяет легко определить основные размеры



Фиг. 86. Конструкция стабилизатора:

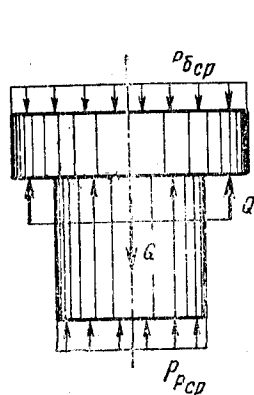
1 — клапан; 2 — коробчатый золотник;
 3 — дифференциальный поршень.

пружины стабилизатора при заданном диапазоне изменения давления генерированных газов от максимального до минимального.

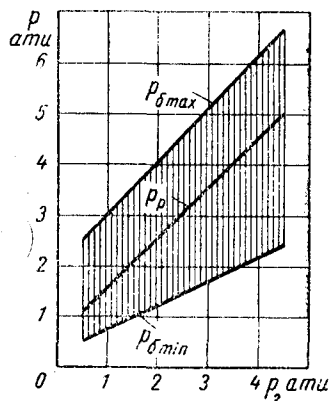
Характеристика пружины должна удовлетворять уравнению

$$Q = p_{\delta \text{ ср}} - (p_{\text{р ср}} - G_0) \text{ кг.} \quad (199)$$

При минимальном давлении генерированных газов поршень стабилизатора находится в крайнем верхнем поло-



Фиг. 87. Схема сил, действующих на дифференциальный поршень стабилизатора.



Фиг. 88. Давление в воздушном ресивере p_r и максимальные и минимальные давления в воздушных буферах в зависимости от давления генерированного газа.

жении и величина предварительной затяжки пружины равна

$$Q_1 = c\delta, \quad (200)$$

где c — жесткость пружины в кг/см ;

δ — предварительная затяжка пружины в см .

При этом воздух может проходить через клапан из ресивера в буфер, и окна корпуса клапана полностью открыты.

При максимальном давлении генерированного газа поршень стабилизатора опустится вниз на величину полного открытия нижних окон. Величина S перемещения золотника определяется конструктивными особенностями стабилизатора. В конструкции стабилизатора (фиг. 86) перемещение золотника равно двойной высоте окон.

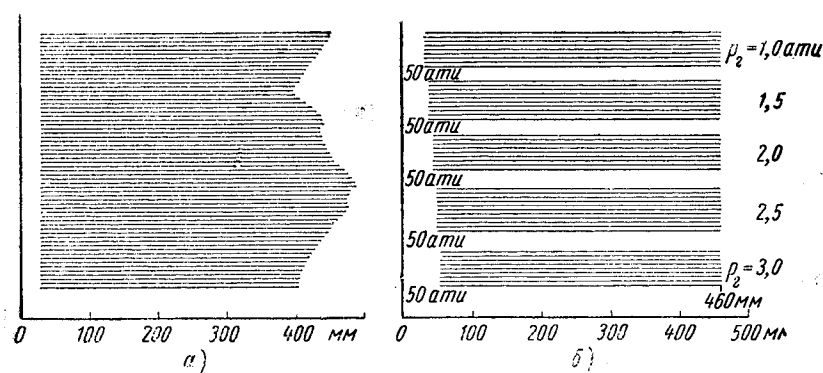
Усилие пружины в нижнем положении поршня стабилизатора

$$Q_2 = c(\delta + S) \text{ кг.} \quad (201)$$

Из уравнений (200) и (201) находим величину предварительной затяжки пружины

$$\delta = S \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1}. \quad (202)$$

Величины Q_1 и Q_2 находятся из уравнения (199) для максимального и минимального давлений генерированных газов.



Фиг. 89. Запись хода поршня генератора GS-34:

а — при постоянном давлении генерированных газов $p_2 = 2,5 \text{ ати}$ и автоматически работающем стабилизаторе; б — при различных давлениях генерированного газа.

Размеры пружины определяются по формуле жесткости

$$c = \frac{G_m d^4}{8 D^3 i} \text{ кг/см}^2, \quad (203)$$

где D — диаметр пружины в см ;

d — диаметр проволоки в см ;

i — число витков пружины;

G_m — модуль упругости, равный для стали $800\,000 \text{ кг/см}^2$.

В зависимости от затяжки пружины стабилизатора будет изменяться давление генерированных газов.

При постоянной затяжке пружины стабилизатора производительность генератора изменяется в зависимости от подачи топлива в цилиндр сгорания. При этом максимальное давление в цилиндре сгорания оказывается постоянным и равным 65 кг/см^2 . На фиг. 89, а показана запись хода поршня генератора GS-34 при постоянном давлении газов перед турбиной $2,5 \text{ ати}$ и при автоматически работающем стабилизаторе. За счет изменения подачи топлива изменялось положение н. м. т., которая находилась в зависимости от подачи топлива на расстоянии от 400 до 500 мм от середины машины. Положение в. м. т. оставалось неизменным. Таким образом, изменение производительности механического генератора газов со свободно

движущимися поршнями может достигаться изменением подачи топлива при различной длине хода поршня и постоянном давлении газов.

Запись движения поршня при различных давлениях генерированных газов (фиг. 89, б) от 1 до 3 *ати* показывает, что положение в. м. т. меняется в зависимости от давления газов перед турбиной, а положение н. м. т. остается постоянным. Максимальное давление сгорания при всех давлениях генерированного газа равно 50 *кг/см²*. По указанным диаграммам можно построить характеристики работы генераторов газа со свободно движущимися поршнями.

§ 31. ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ ГЕНЕРАТОРА ПРИ ПЕРЕМЕННОЙ ДЛИНЕ ХОДА ПОРШНЯ

Изменение длины хода при постоянном давлении генерированных газов происходит за счет разной подачи топлива в цилиндр сгорания генератора газов. При этом степень сжатия в цилиндре сгорания остается постоянной, так как изменение хода происходит только за счет изменения н. м. т. (фиг. 89, а). Положение в. м. т. остается постоянным.

При номинальном режиме работы генератора газов длина хода поршня составляет 100%. При увеличении подачи топлива в цилиндр сгорания ход поршня увеличивается, а при уменьшении подачи топлива — уменьшается.

При разной подаче топлива в цилиндре сгорания будет изменяться среднее индикаторное давление, отнесенное к полезной части хода поршня. Полезная часть хода поршня на всех режимах остается постоянной, поэтому работа в цилиндре сгорания будет прямо пропорциональна среднему индикаторному давлению. Среднее индикаторное давление, отнесенное к полезной части хода поршня, определяется по формуле (101) в функции коэффициентов избытка воздуха.

Первоначально по уравнению сгорания (65) находится температура конца видимого сгорания, затем по формуле (66) находится степень предварительного расширения и по формуле (67) степень последующего расширения. По средней температуре при расширении газов в цилиндре сгорания находится показатель линии расширения (см. фиг. 52).

Расчеты показывают, что среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания уменьшается с увеличением коэффициента избытка воздуха. Можно определить коэффициент избытка воздуха генераторного режима при разной длине хода поршня.

Зная, что мощность компрессора изменяется в зависимости от произведения хода поршня S на коэффициент подачи λ и, принимая мощность компрессора на номинальном режиме за

100%, получим формулу для определения мощности компрессора при различных ходах поршня:

$$N_k = N_n \frac{\lambda S}{\lambda_n S_n} \text{ л. с.} \quad (204)$$

Отношение коэффициентов подачи с достаточной точностью может быть заменено отношением объемных коэффициентов, а мощность компрессора на номинальном режиме равна 100%, поэтому мощность компрессора в % от мощности номинального режима

$$N_k = \frac{\lambda_c S}{\lambda_{cn} S_n} 100\%. \quad (205)$$

Объемный коэффициент подачи компрессора, определяемый по формуле (30), будет изменяться в соответствии с относительной величиной мертвого пространства компрессора

$$a = \frac{S_0}{S}. \quad (206)$$

При работе компрессора с переменной длиной хода поршня и постоянным положением в. м. т. числитель последнего выражения остается постоянным, а знаменатель увеличивается или уменьшается в соответствии с ходом поршня.

При разной длине хода поршня компрессора происходит различная подача воздуха в цилиндр сгорания. Объем цилиндра сгорания в момент закрытия окон остается постоянным для всех ходов поршня, что увеличивает коэффициент продувки при увеличении длины хода поршня. Для номинального режима работы генератора при коэффициенте избытка продувочного воздуха φ_n подача компрессора

$$G_n = \varphi_n \alpha_{2,n} L'_0 \text{ кг/кг.}$$

Для другого режима работы подача компрессора

$$G_k = \varphi_k \alpha_{2,k} L'_0 \text{ кг/кг.}$$

Разделив первое уравнение на второе, получим формулу для нахождения коэффициента избытка продувочного воздуха для любой длины хода поршня:

$$\varphi = \varphi_n \frac{\alpha_{2,n}}{\alpha_{2,k}} \frac{G_k}{G_n}. \quad (207)$$

При разной длине хода поршня компрессора, но постоянном давлении нагнетания отношение подачи компрессора к подаче при номинальном режиме работы может быть заменено мощностью компрессора в процентах от номинальной мощности, принятой за 100%.

Температуру конца видимого сгорания находят по уравнению сгорания топлива. Далее по формуле (66) определяют степень предварительного расширения. Показатель политропы расширения в цилиндре сгорания находят по средней температуре газов на линии расширения (см. фиг. 52). Первоначальное значение температуры конца расширения определяют по номограмме (см. фиг. 57).

Температуру T_1 газов перед турбиной определяют по формуле (115), а температуру газов T_r — по формуле (114).

Предполагая, что газ в турбине расширяется до атмосферного давления, определяют температуру газов в конце расширения. Величину показателя линии расширения газа в турбине находят по средней температуре газа в процессе расширения.

К. п. д. генератора газов есть отношение тепла, используемого на работу при адиабатическом расширении генерированного газа в идеальной машине, к теплотворности топлива, затраченного для получения этой работы. Величина к. п. д. определяется по формуле (110).

Теплосодержание газов может быть найдено по известным температурам в начале и в конце расширения в турбине по фиг. 59. Для получения теплосодержания 1 кг продуктов сгорания достаточно разделить теплосодержание 1 моля на молекулярный вес продуктов сгорания, который определяется по формуле (113).

Изменение коэффициента избытка воздуха генераторного режима вызывает изменение числа циклов в минуту. Теоретические расчеты и экспериментальные исследования генератора GS-34 показывают незначительное влияние длины хода поршня на число циклов в минуту. Производительность генератора при постоянном давлении газов перед турбиной определяется длиной хода поршня.

Пример расчета

Будем считать, что при номинальном режиме работы генератор газов со свободно движущимися поршнями имеет следующие основные параметры:

Степень сжатия ϵ цилиндра сгорания	10
Давление p_2 генерированных газов в <i>ата</i>	4,0
Давление p_k воздуха после компрессора в <i>ата</i>	4,48
Давление p_a воздуха в момент начала сжатия в цилиндре сгорания в <i>ата</i>	4,24
Степень повышения давления λ	1,4
Коэффициент остаточных газов γ	0,05
Показатель линии сжатия n_1	1,33
Температура T_c конца сжатия в ° абс.	1000
Давление сгорания p_z в <i>кг/см²</i>	127
Коэффициент избытка воздуха генераторного режима α_2	3,48
Коэффициент избытка продувочного воздуха φ_n на номинальном режиме	1,5

Рассмотрим работу генераторов газов при ходе поршня 80, 90, 100, 110 и 120% от номинального значения, принятого за 100%.

В табл. 11 приведены средние индикаторные давления для пяти значений коэффициента избытка воздуха. По результатам расчета построены кри-

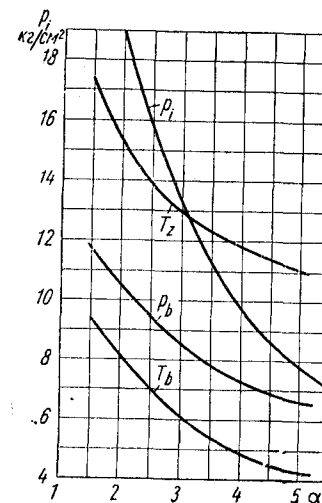
Таблица 11

Определение среднего индикаторного давления цилиндра сгорания, отнесенного к полезной части хода поршня

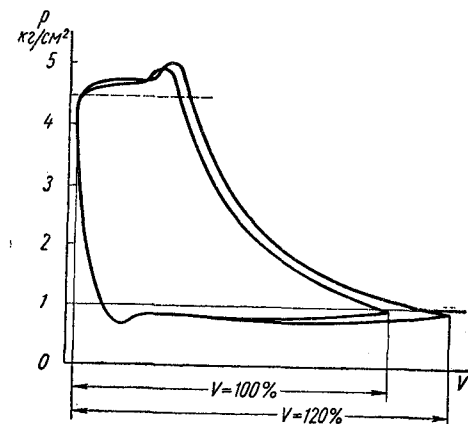
Показатели	Размерность	Расчетные значения α_2				
		2,0	3,0	3,48	4,0	5,0
μ_0	—	1,032	1,022	1,020	1,017	1,013
μ	—	1,031	1,021	1,019	1,016	1,012
T_z	° абс.	1845	1605	1535	1480	1405
p	—	1,358	1,171	1,120	1,074	1,016
δ	—	7,36	8,54	8,93	9,32	9,85
n	—	1,250	1,265	1,270	1,280	1,285
T_b	° абс.	1120	908	850	793	732
p_b	кг/см²	10,48	8,42	7,90	7,28	6,72
δ^{n_2-1}	—	1,647	1,767	1,810	1,869	1,91
p_i	кг/см²	18,93	13,19	11,26	9,88	7,82

вые изменения среднего индикаторного давления, температуры конца видимого сгорания, температуры и давления газов конца видимого сгорания и температуры и давления газов конца расширения в цилиндре сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха (фиг. 90).

На фиг. 91 построены две индикаторные диаграммы поршневого компрессора при разном ходе поршня и постоян-



Фиг. 90. Зависимость температур и давлений от коэффициента избытка воздуха.



Фиг. 91. Вид индикаторных диаграмм поршневого компрессора при разном ходе поршня.

ном давлении нагнетания. На номинальном режиме работы относительная величина мертвого пространства компрессора $\alpha_n = 0,035$.

В табл. 12 и на фиг. 92 представлена характеристика работы генератора газов при разной длине хода поршня, выраженной в процентах от хода

Таблица 12

Характеристика работы генератора газов при разной длине хода поршня

Показатель	Размерность	Расчетные значения				
S	%	80	90	100	110	120
a	%	4,4	3,9	3,5	3,2	2,9
λ_c	—	0,905	0,917	0,925	0,931	0,938
N_k	%	78,3	89,2	100	110,6	121,7
p_i	кг/см ²	8,82	10,04	11,26	12,45	13,70
α_2	—	4,40	3,91	3,48	3,17	2,90
φ	—	0,933	1,19	1,50	1,82	2,19
G_T	кг газа кг топлива	59,8	67,7	75,8	83,6	92,0
ξQ_H	ккал/моль	3720	4180	4707	5150	5640
$\frac{aL_0(1+\gamma)}{T_2(zac_v+1,985)}$	ккал/моль	11000	11365	11900	12290	12770
T_2	° абс.	1450	1480	1535	1575	1620
ρ	—	1,047	1,075	1,120	1,148	1,181
δ	—	9,55	9,31	8,92	8,71	8,47
n_2	—	1,280	1,275	1,270	1,270	1,265
$\delta n_2 - 1$	—	1,884	1,845	1,820	1,795	1,782
T_b	° абс.	770	802	850	878	910
p_b	кг/см ²	7,06	7,39	7,90	8,13	8,41
k	—	1,33	1,32	1,31	1,30	1,29
T_1	° абс.	669	691	724	745	770
T_2	° абс.	669	656	625	620	607
T_3	° абс.	467	457	435	430	424
η_c	%	32,2	36,4	39,2	42,3	44,1

поршня на номинальном режиме, и при постоянном давлении газов $p_2 = 4 \text{ ага}$. При этом были сделаны следующие допущения:

1) давление p_1 начала сжатия не зависит от длины хода поршня и во всех случаях принято равным 0,9 ага;

2) показатели политроп сжатия и расширения остаются постоянными для всех ходов поршня компрессора;

3) степень повышения давления в компрессоре не зависит от длины хода поршня; давление нагнетания $p_2 = 4,48 \text{ ага}$.

Генератор газов со свободно движущимися поршнями работает на номинальном режиме при давлении газов перед турбиной 4 ага и коэффициенте избытка воздуха $\alpha_2 = 3,48$, что соответствовало среднему индикаторному давлению, отнесенному к полезной части хода, $p_i = 11,26 \text{ кг/см}^2$. Для нахождения среднего индикаторного давления для режимов, отличных от номинального, достаточно среднее индикаторное давление номинального режима умножить на мощность компрессора в процентах от номинальной мощности. По величине среднего индикаторного давления находим коэффициент избытка воздуха генераторного режима (фиг. 90), соответствующий данной длине хода поршня.

После этого по формуле (71) легко подсчитывается вес генерированных газов, получаемых при сжигании 1 кг топлива в цилиндре сгорания при различных длинах хода поршня.

Коэффициент избытка продувочного воздуха при уменьшении хода поршня уменьшается. При ходе поршня 80% от номинального, в результате уменьшения давления генерированных газов, коэффициент избытка продувочного воздуха становится меньше единицы. Характеристика работы генератора газов со свободно движущимися поршнями строится при постоянном давлении газов перед турбиной, поэтому режим работы при 80%-ном ходе поршня дальше не рассматривается.

Характеристики показывают, что с увеличением длины хода поршня к. п. д. генератора возрастает. При этом коэффициент избытка воздуха генераторного режима уменьшается, что вызывает увеличение температуры конца видимого сгорания и температуры конца расширения в цилиндре сгорания генератора. Однако за счет большего коэффициента избытка продувочного воздуха при увеличении хода поршня, общая температура смеси продуктов сгорания и избытка продувочного воздуха уменьшается с 669° абс. при длине хода поршня равной 80% от номинального хода до 607° абс. при длине хода поршня равной 120% от номинального.

Характеристика работы генераторов газов была найдена при постоянных потерях давления в впускных и выпускных окнах. В действительности потери давления в окнах зависят от количества протекающего через окна газа, от его давления и от время-сечения окон. При различных режимах эти факторы изменяются. Для приближенной оценки потерь давлений в окнах можно определить среднюю скорость воздуха или газа в окнах:

$$W = \frac{v G_{g,2}}{f_{cp}} \text{ м/сек},$$

где $G_{g,2}$ — весовое количество газа, протекающего через окна, в кг;

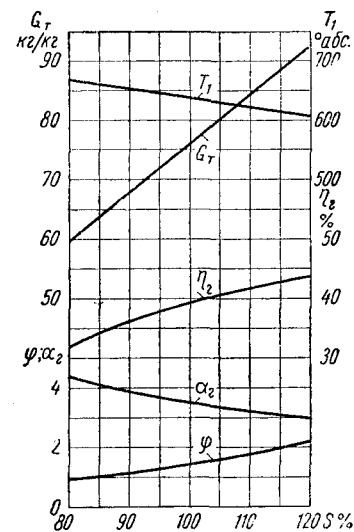
v — удельный объем газа в м³/кг;

$$f_{cp} = \frac{\int f dt}{t_0} \text{ — среднее сечение окон в м}^2;$$

t_0 — время открытия окон.

После подстановки средней скорости газа в окнах в формулу Бернулли получим

$$\Delta p = \xi \frac{v G_{g,2}^2}{2 g f^2}.$$



Фиг. 92. Характеристики работы генератора газа со свободно движущимися поршнями при разной длине хода поршня.

Для впускных окон $G_{в.з} = \alpha \varphi L'_0$, для выпускных окон $G = \alpha \varphi L'_0 + 1$ при сгорании в цилиндре 1 кг топлива за цикл. Для нахождения действительного количества газов, проходящих через окна, необходимо полученные значения G умножить на количество топлива, подающегося в цилиндр за один цикл.

Время-сечение окон может быть найдено по конструктивным размерам генератора и по числу циклов в минуту.

При построении характеристик генератора удобно исключить коэффициент сопротивления окон из формулы Бернулли, задавшись потерями давления Δp_n в окнах на номинальном режиме. Тогда на другом режиме потери давления могут быть найдены по формуле

$$\Delta p = \Delta p_n \frac{v \varphi^2 \alpha^2}{v_n \varphi_n^2 \alpha_n^2} \left(\frac{f_n}{f_{cp}} \right)^2 \text{ кг/м}^2.$$

При работе генератора газов с постоянным давлением генерированных газов и при различной длине хода поршня отношение время-сечений можно ориентировочно считать пропорциональным отношению высот открытия окон:

$$\frac{f_n}{f_{cp}} \approx \frac{h_n}{h}.$$

§ 32. ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ ГЕНЕРАТОРА ГАЗОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ДАВЛЕНИЯХ ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

На фиг. 89, б приведены записи хода поршня генератора GS-34 при различных давлениях газа перед турбиной. Как видно из этих записей, степень сжатия в цилиндре сгорания уменьшается с увеличением давления газа перед турбиной, а положение н. м. т. остается постоянным. При помощи стабилизатора конечное давление конца сжатия в цилиндре сгорания устанавливается постоянным. Это позволяет вывести формулу для определения степени сжатия в цилиндре сгорания в зависимости от давления генерированных газов.

Степенью сжатия называется отношение объема цилиндра сгорания в момент закрытия окон к объему камеры сгорания. Из формулы (59)

$$\varepsilon = \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{n_1}}. \quad (208)$$

При постоянной величине давления конца сжатия степень сжатия есть функция давления начала сжатия и показателя политропы линии сжатия.

При изменении хода поршня изменяется и относительная величина мертвого пространства компрессора. Так как поло-

жение н. м. т. поршня генератора не меняется, можно написать следующее очевидное равенство:

$$\frac{S_0 + S}{S_{o.н} + S_n} = \frac{S(a+1)}{S_n(a_n+1)} = 1, \quad (209)$$

где S — ход поршня при любом давлении генерированных газов;

S_n — ход поршня при номинальном давлении генерированных газов, принятом $p_{2.н} = 4 \text{ атм}$;

$S_0 = \frac{V}{F}$ — ход поршня, соответствующий объему мертвого пространства при любом давлении генерированных газов;

$S_{o.н} = \frac{V_n}{F}$ — ход поршня, соответствующий объему мертвого пространства при номинальном давлении генерированного газа;

a_n — относительная величина мертвого пространства компрессора при номинальном режиме.

Из уравнения (209) получим формулу для нахождения относительной величины мертвого пространства компрессора:

$$a = \frac{S_n}{S} (a_n + 1) - 1. \quad (210)$$

Величина объема цилиндра в момент закрытия окон принята за 100%. Для других режимов объем камеры сгорания

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}. \quad (211)$$

Ход поршня

$$S = \frac{V'_h}{F} = \frac{V_h + V_n}{F} = \frac{V_a - V_c + V_n}{F}, \quad (212)$$

где V_n — объем, соответствующий потерянной доле хода; этот объем при постоянном положении н. м. т. не изменяется;

V'_h — полный рабочий объем;

V_h — полезный рабочий объем, который изменяется в связи с изменением объема камеры сгорания.

Из формулы (212) следует, что ход поршня зависит от величины объема камеры сгорания.

Степень сжатия воздуха в буферном цилиндре есть отношение максимального объема буферного цилиндра к минимальному:

$$\varepsilon_\delta = \frac{V_{\delta \max}}{V_{\delta \min}} = \frac{V_{\delta \min} + F_\delta S}{V_{\delta \min}}, \quad (213)$$

где F_δ — площадь поршня буфера.

При работе генератора со свободно движущимися поршнями с постоянным давлением конца сжатия в цилиндре сгорания минимальный объем буферного цилиндра остается постоянным. Задавая степень сжатия в буферном цилиндре на номинальном режиме $\epsilon_{\delta \cdot n}$, из уравнения (213) получим формулу для определения степени сжатия в буфере при любом режиме:

$$\epsilon_{\delta} = \epsilon_{\delta \cdot n} \frac{V_{\delta \min} + F_{\delta} S}{V_{\delta \min} + F_{\delta} S_n}. \quad (214)$$

Подача компрессора зависит от длины хода поршня и от объемного коэффициента подачи. Длина хода поршня компрессора может быть определена по формуле

$$S = \frac{100}{a+1} \%, \quad (215)$$

где за 100% принято расстояние от крышки цилиндра компрессора до кромки поршня в начале хода сжатия. Это расстояние при неизменном положении и. м. т. не изменяется.

Величина объемного коэффициента подачи компрессора находится по формуле (30).

Подача компрессора на номинальном режиме

$$G_{k \cdot n} = c \lambda_{c \cdot n} S_n;$$

для любого режима

$$G_k = c \lambda_c S.$$

Приняв подачу компрессора на номинальном режиме за 100%, получим из двух последних выражений формулу для подачи компрессора при любом режиме:

$$G_k = G_{k \cdot n} \frac{\lambda_c S}{\lambda_{c \cdot n} S_n} = 100 \frac{\lambda_c S}{\lambda_{c \cdot n} S_n} \%. \quad (216)$$

Увеличение подачи компрессора при малых давлениях газа перед турбиной вызывает соответствующее увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха.

Количество воздуха, остающееся в цилиндре сгорания после закрытия окон,

$$G_a = \frac{10^4 p_a V_a}{R T_a} \frac{1}{1+\gamma}. \quad (217)$$

Коэффициент избытка продувочного воздуха есть отношение количества воздуха, подаваемого компрессором, к воздуху, остающемуся в цилиндре сгорания

$$\varphi = \frac{G_k}{G_a} = \frac{R T_a}{10^4 p_a V_a} (1+\gamma) G_k. \quad (218)$$

Для номинального режима работы коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi_n = \frac{G_{k \cdot n}}{G_{a \cdot n}} = \frac{R T_{a \cdot n}}{10^4 p_{a \cdot n} V_a} (1+\gamma) G_{k \cdot n}.$$

Из двух последних уравнений получим формулу для определения коэффициента избытка продувочного воздуха для любого режима

$$\varphi = \varphi_n \frac{G_k}{G_{k \cdot n}} \frac{T_a}{T_{a \cdot n}} \frac{p_{a \cdot n}}{p_a}. \quad (219)$$

По давлению сжатия воздуха в компрессоре и по известным параметрам воздуха в цилиндре сгорания в момент начала сжатия определяется среднее индикаторное давление в цилиндре сгорания, отнесенное к полезной части хода, необходимое для сжатия воздуха в компрессоре. Расчет производится по формуле (100).

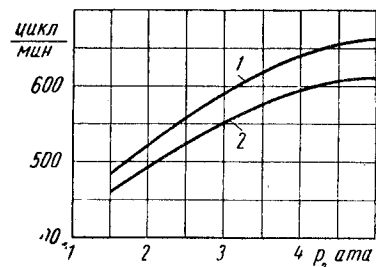
По величине среднего индикаторного давления в цилиндре сгорания находится коэффициент избытка воздуха генераторного режима. Для этого по уравнению (66) находим степень предварительного расширения и после этого температуру конца видимого сгорания по формуле (65). Из формулы (109) по найденным величинам находится коэффициент избытка воздуха генераторного режима, обеспечивающий в цилиндре сгорания генератора необходимое среднее индикаторное давление, отнесенное к полезной части хода поршня.

Для построения характеристики работы генератора газов при различных давлениях перед турбиной необходимо знать параметры газа перед турбиной и к. п. д. генератора. Для определения температуры газов перед турбиной необходимо найти температуру и давление продуктов сгорания в конце расширения в цилиндре сгорания. Температура продуктов сгорания в конце дальнейшего расширения до давления газов перед турбиной определяется по формуле (114). После этого из уравнения теплового баланса продуктов сгорания, продувочного воздуха и смеси продуктов сгорания и продувочного воздуха находится температура газов перед турбиной. Расчет производится по формуле (115).

Общее количество генерированных газов перед турбиной, получаемых при сжигании 1 кг топлива в цилиндре сгорания генератора газов, находится по формуле (92). К. п. д. генератора газов определяется из выражения (110). Расчеты показывают, что с увеличением давления газов перед турбиной к. п. д. генератора возрастает. При этом уменьшается весовое количество газов, полученное при сгорании 1 кг топлива в цилиндре сгорания генератора. Мощность турбины при адиабатическом расширении в ней газа, полученного при сгорании 1 кг топлива,

$$N_T = G_T \frac{i_1 - i_2}{632} \text{ л. с./кг.} \quad (220)$$

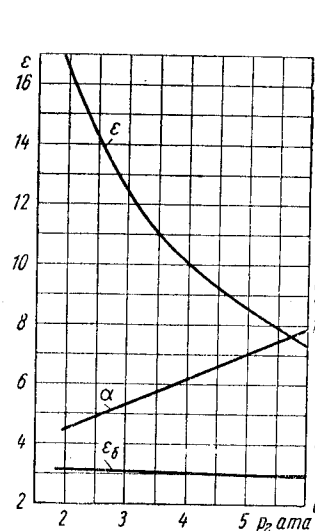
Результаты расчетов показывают, что мощность установки возрастает с увеличением давления генерированных газов, несмотря на уменьшение количества газов.



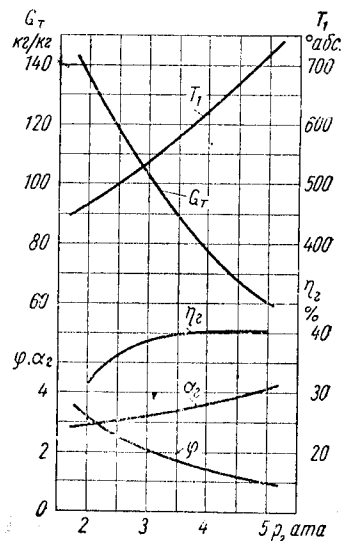
Фиг. 93. Изменение в генераторе числа циклов в минуту в зависимости от давления генерированных газов:
1 — минимальный ход; 2 — максимальный ход.

Повышение давления генерированных газов вызывает увеличение их температуры. Однако температура генерированных газов значительно ниже, чем в турбинах с постоянным давлением сгорания, что является одним из существенных преимуществ комбинированных двигателей.

Характеристика механического генератора газов со свободно движущимися поршнями будет неполной, если не отметить зависимости числа циклов генератора в минуту от давления газов перед турбиной. Действительно, изменение давления генерированных газов сильно влияет



Фиг. 94. Зависимость параметров генератора сжатых газов от давления газов перед турбиной.



Фиг. 95. Характеристики работы генератора газа со свободно движущимися поршнями при разных давлениях генерированных газов.

ления числа циклов генератора при различных давлениях газа перед турбиной можно воспользоваться графическим методом, изложенным выше. На фиг. 93 показано изменение числа циклов генератора в минуту в зависимости от давления газов перед турбиной, при максимальной степени сжатия для максимального и минимального хода поршня. Кривые были получены при испытании генератора GS-34 [41].

На табл. 13 и фиг. 94, 95 приведены результаты расчетов по данным табл. 6 и 13, при относительной величине вредного пространства в компрессоре для номинального режима $a_n = 0,08$, при давлении конца сжатия $p_c = 90,8 \text{ атa}$, объеме камеры сгорания на компактном режиме $V_c = \frac{V_a}{10}$, механическом к. п. д. цилиндра сгорания 0,9 и к. п. д. компрессора 0,85.

Таблица 13

Характеристика работы генератора газов при различных давлениях газа перед турбиной

Показатель	Размерность	Расчетные величины				
p_2	атa	2	3	4	5	6
ε	—	16,56	12,39	10,00	8,47	7,38
a	%	5,0	6,7	8,0	10,0	11,5
ε_b	—	3,10	3,04	3,00	2,95	2,91
V_c	% от V_a	6,04	8,08	10,00	11,81	13,55
λ_c	—	0,934	0,852	0,764	0,634	0,496
\dot{S}	%	95,2	93,7	92,6	90,1	89,6
$G_k/G_{k.н.}$	%	125,8	112,8	100	80,9	62,8
φ	—	3,09	2,08	1,50	1,03	0,70
p_i	кг/см ²	7,32	9,85	11,26	11,10	—
ρ	—	1,20	1,13	1,12	1,06	—
T_z	° абс.	1598	1530	1535	1470	—
α_2	—	2,92	3,40	3,48	4,15	—
δ	—	13,80	10,96	8,92	7,99	—
T_b	° абс.	787	803	850	838	—
p_b	кг/см ²	4,54	6,06	7,90	9,05	—
p_r	° абс.	648	681	724	728	—
T_1	° абс.	467	548	615	724	—
I_1	ккал/моль	2600	3160	3740	4560	—
I_2	—	384	407	429	481	—
I_2	ккал/моль	1950	2100	2240	2660	—
n	—	1,39	1,37	1,35	1,34	—
G_T	кг/кг	130,6	102,3	75,6	62,1	—
η_2	%	29,2	37,4	39,2	40,7	—
N_T	л. с./кг	4,63	5,91	6,19	6,43	—

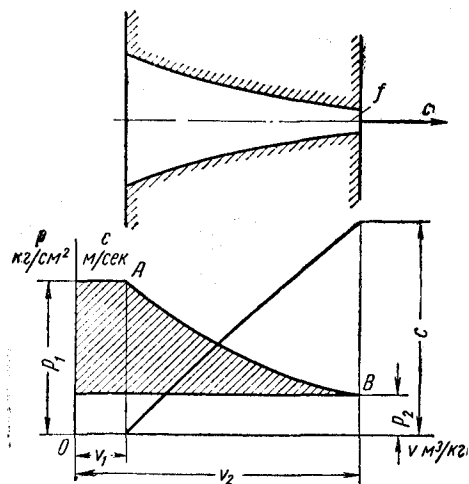
на протекание процесса в компрессоре и цилиндре сгорания. В результате изменяется число циклов в минуту. Для опреде-

ГЛАВА IX

РАСЧЕТ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОЙ УСТАНОВКИ

§ 33. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗА ИЗ СОПЛА

При расширении газа в сопле (фиг. 96) от давления p_1 до давления p_2 газ совершает работу, которая идет на увеличение скорости движения частиц газа. При расширении газа без теплообмена линия расширения AB будет адиабатой. Соответствующая работа адиабатического расширения газа



Фиг. 96. Работа расширения газа в сопле.

$$L = \frac{k}{k-1} 10^4 p_1 v_1 \times \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгм.} \quad (221)$$

На фиг. 96 эта работа равна заштрихованной площадке.

При отсутствии потерь увеличение кинетической энергии газа вследствие увеличения его скорости

$$L = \frac{c^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2g} = \frac{i_0 - i}{A} \text{ кгм,} \quad (222)$$

где c — скорость газа после выхода из сопла в м/сек;

c_0 — скорость газа при подходе к соплу в м/сек;

i_0 и i — теплосодержание газа до и после сопла.

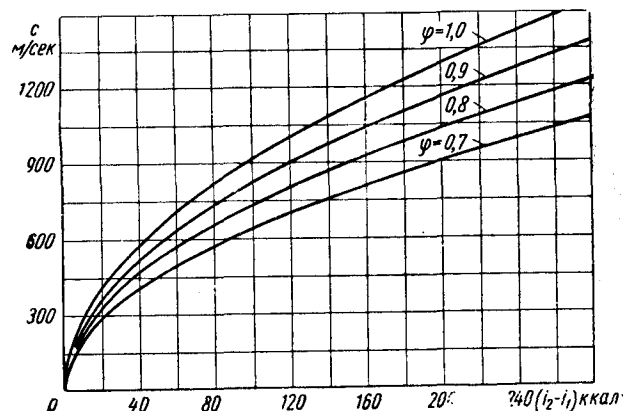
Скорость газа при подходе к соплу во многих случаях можно считать равной нулю. Приравняв работу адиабатического расширения газа к увеличению его кинетической энергии, получим

формулу для определения скорости истечения газа из сопла:

$$c = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} 10^4 p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \varphi \sqrt{2g \frac{i_0 - i}{A}} \text{ м/сек,} \quad (223)$$

где φ — скоростной коэффициент с учетом потерь истечения.

Для турбин комбинированных двигателей $\varphi = 0,95$.



Фиг. 97. Зависимость скорости истечения газа из сопла от адиабатического теплоперепада для различных значений скоростных коэффициентов.

По формуле (223) на фиг. 97 построены соответствующие кривые.

По заданной площади поперечного сечения сопла можно определить расход газа через сопло

$$G_c = \gamma_2 f c = f \frac{c}{v_2}. \quad (224)$$

Подставляя в последнее уравнение значение скорости по формуле (223) и значение удельного объема в конце расширения

$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$, получим

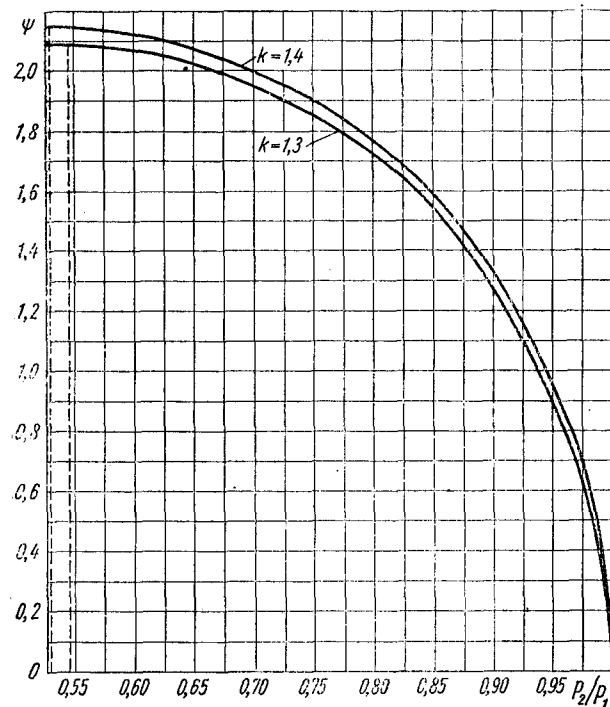
$$G_c = f \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{10^4 p}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \text{ кг/сек.} \quad (225)$$

Расход газа есть функция отношения давлений $\frac{p_2}{p_1}$. Взяв первую производную от подкоренного выражения по этому

отношению и приравняв ее нулю, получим отношение давлений, при котором расход достигает максимальной величины:

$$\beta_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (226)$$

Отношение давлений, при котором наступает максимальный расход, называется критическим отношением давлений. Для



Фиг. 98. Зависимость коэффициента ψ от перепада давлений в сопле.

воздуха $k = 1,4$ и критическое отношение давлений $\beta_{кр} = 0,528$. Для горячих газов $k = 1,3$ и критическое отношение давлений $\beta_{кр} = 0,546$.

Для всех случаев, когда давление $p_2 > p_{кр}$, давление в выходном сечении сопла равно давлению p_2 . Для случаев, когда $p_2 < p_{кр}$, давление в выходном сечении не равно давлению p_2 , а остается равным критическому давлению. В соответствии с этим различают надкритическое и подкритическое истечение.

Критическое отношение давлений связано с максимальным расходом и максимальной скоростью выхода газа из сопла. Под-

ставляя величину критического отношения давлений в формулу (223), найдем критическую скорость газа при его расширении до критического давления:

$$c_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} 10^4 p_1 v_1} \text{ м/сек.} \quad (227)$$

Таким образом, при истечении газа из суживающегося сопла скорость его истечения не может быть больше критической скорости.

Для упрощения определения расхода газа формулу (225) можно представить в виде

$$G_c = \varphi f \psi \sqrt{\frac{10^4 p_1}{v_1}} \text{ кг/сек,}$$

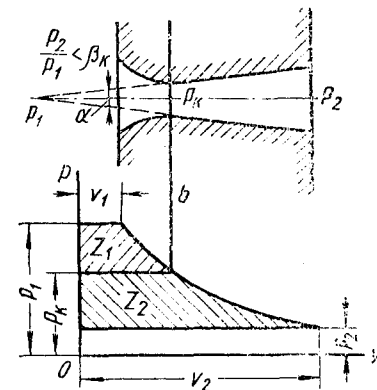
где

$$\psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (228)$$

Величина ψ для двух значений показателей адиабатического расширения в сопле может быть найдена по известному перепаду давлений (фиг. 98).

В суживающихся соплах можно получить только критическую скорость истечения газа. Если давление за соплом будет меньше критического, то газ в сопле расширяется только до критического давления и часть энергии газа остается неиспользованной. Инженер Лаваль (Швеция) предложил специальное сопло, позволяющее использовать всю работу расширения газа для получения скоростей истечения из сопла, больших критической скорости (фиг. 99).

Чтобы газ не отрывался от стенок и не образовывалось бы завихривания, угол конуса расширяющейся части сопла делается от 8 до 12°.



Фиг. 99. Процесс истечения газа из сопла Лавали.

§ 34. ДЕЙСТВИЕ СТРУИ ГАЗА НА РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ

Действие газа на лопатки турбины показано на фиг. 100. При расширении газа в сопловом аппарате турбины он приобретает скорость c_1 . Эта скорость направлена не под углом α_c выхода из сопла, а под углом

$$\alpha_1 = \alpha_c + \delta, \quad (229)$$

где δ — угол отклонения струи в косом срезе.

Действие косо срезанного сопла объясняется так. В минимальном сечении сопла AB устанавливается критическое давление. Вдоль стенки сопла BC давление постепенно падает до давления газа в зазоре. В точке A давление резко падает до давления в зазоре. Расширение газа вдоль стенки BC вызовет отклонение всей струи на угол δ . В результате поворота струи ее ширина увеличивается, что вызывает дальнейшее расширение газа и увеличение скорости истечения газа из сопла.

Величина отклонения потока в косом срезе определяется из формулы

$$\delta = \arcsin \left(\frac{\psi_{кр}}{\psi} \sin \alpha_c \right) - \alpha_c, \quad (230)$$

где ψ и $\psi_{кр}$ — коэффициенты, определяемые по фиг. 98 для отношения давления перед соплом к давлению после сопла и для критического отношения давлений.

В газовых турбинах, применяемых для комбинированных двигателей, используют суживающиеся сопла с косым срезом для дополнительного расширения газа. Эти сопла хорошо работают при различных режимах, в то время как у расширяющихся сопел к.п.д. на режимах, отличающихся от расчетного, падает [14].

Газ поступает на лопатки турбины со скоростью c_1 , направ-

ленной под углом α_1 к плоскости колеса. Для безударного входа струи на лопатку турбины угол входа лопатки должен быть равен β_1 . Обозначим окружную скорость лопаток турбины буквой u . Тогда относительная скорость газа при входе на лопатки

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1. \quad (231)$$

Эта скорость должна совпадать по направлению с углом входа на рабочую лопатку турбины. Уравнение (231) изображено на фиг. 100 в виде треугольника скоростей, по которому можно найти угол входа на лопатку турбины.

Газ проходит по межлопаточному каналу рабочего колеса турбины. На входе в рабочее колесо его относительная скорость равна w_1 . При выходе газа из рабочего колеса его относительная скорость достигает величины w_2 , которая больше первоначальной скорости w_1 , так как в межлопаточном канале рабочего колеса газ расширяется. Абсолютная скорость выхода газа из рабочего колеса определяется из треугольника скоростей

$$\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}. \quad (232)$$

По второму закону Ньютона разность количества движения равна импульсу движущей силы:

$$\frac{G_c t}{g} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = P_u t, \quad (233)$$

где G_c — секундный расход газа;
 P_u — окружное усилие.

Секундная работа равна произведению силы на скорость

$$L'_u = P_u u = \frac{G_c u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2). \quad (234)$$

Работа 1 кг газа на окружности колеса

$$L_u = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) \text{ кдж/кг}. \quad (235)$$

Из треугольников скоростей (фиг. 100) следует

$$2c_1 u \cos \alpha_1 = c_1^2 + u^2 - w_1^2;$$

$$2c_2 u \cos \alpha_2 = c_2^2 + u^2 - w_2^2.$$

Используя эти соотношения, получим

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}. \quad (236)$$

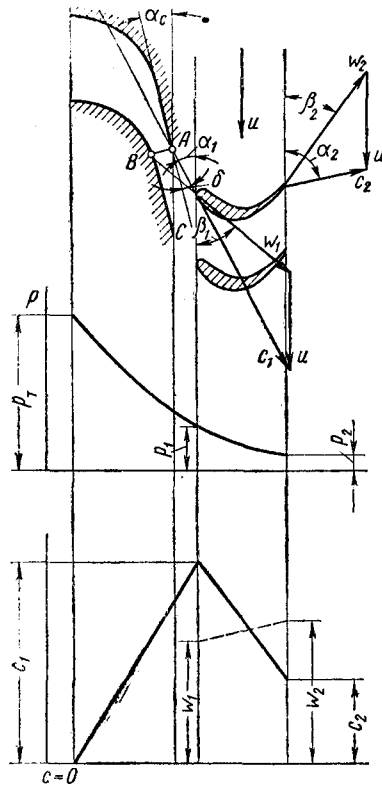
Расчет турбины удобно производить с помощью тепловой диаграммы (фиг. 101).

Общий теплоперепад в одной ступени турбины

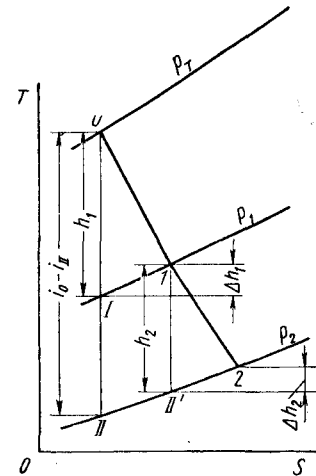
$$H = i_0 - i_{11} \text{ ккал/кг} \quad (237)$$

разбивается на теплоперепад в сопловом аппарате

$$h_1 = i_0 - i_1 \text{ ккал/кг} \quad (238)$$



Фиг. 100. Действие струи газа на рабочие лопатки турбины.



Фиг. 101. Процесс расширения газа в турбине на тепловой диаграмме.

и на теплоперепад на рабочем колесе турбины

$$h_2 = i_1 - i_{II} \text{ ккал/кг}, \quad (239)$$

который затрачивается на увеличение относительной скорости при движении газа по межлопаточному каналу

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} h_2} \text{ м/сек}, \quad (240)$$

где ψ — коэффициент потерь скорости.

Коэффициент потерь скорости зависит от угла поворота струи в межлопаточном канале, определяемом суммой углов входа и выхода с лопаток. Для суммы углов $\beta_1 + \beta_2 = 60 \div 80^\circ$ можно принять коэффициент потерь скорости $\psi = 0,90 \div 0,95$.

Потери в сопловом аппарате на тепловой диаграмме изображаются отрезком

$$\Delta h_1 = i_1 - i_1 = A \frac{c_1^2}{2g} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \text{ ккал/кг}, \quad (241)$$

где φ — коэффициент скорости, который для фрезерованных сопел равен 0,94—0,97.

Потери с выходной скоростью

$$\Delta h_2 = i_2 - i_{II} = A \frac{c_2^2}{2g} \text{ ккал/кг}. \quad (242)$$

Распределение общего перепада тепла одной ступени между сопловым аппаратом и рабочими лопатками турбины определяется степенью реактивности. Степень реактивности есть отношение теплоперепада на рабочем колесе турбины к общему теплоперепаду

$$\rho = \frac{h_2}{H}. \quad (243)$$

Проф. В. В. Уваров показал, что степень реактивности переменна по высоте лопатки. Практически расчет выполняют по средней высоте лопаток [20]. Обычно выбирают $\rho = 0,5$. При этом $c_1 = w_2$ и $c_2 = w_1$. В этом случае работа 1 кг газа на окружности колеса турбины

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{g} \text{ кгм/кг}. \quad (244)$$

В тепловой диаграмме та же работа

$$L_u = \frac{1}{A} [(i_0 - i_1) - (i_2 - i_{II})] \text{ кгм/кг}. \quad (245)$$

В турбопоршневых двигателях газовые турбины обычно многоступенчатые, что повышает к. п. д. турбины в связи с использо-

ванием выходной скорости предыдущей ступени и использованием прироста теплосодержания от потерь в предыдущей ступени.

Количество ступеней в многоступенчатой турбине определяется по формуле

$$z = \frac{H_0(1 + \sigma)}{H}, \quad (246)$$

где H_0 — общий адиабатический теплоперепад в турбине при расширении газа до атмосферного давления;

σ — коэффициент возврата тепла, равный 0,03—0,08.

К. п. д. одной ступени турбины при $\rho = 0,5$ выражается формулой

$$\eta_{cm} = \frac{(i_0 - i_1) - (i_2 - i_{II})}{i_0 - i_{II}}. \quad (247)$$

Для многоступенчатой турбины общий к. п. д.

$$\eta_T = \eta_{cm} (1 + \sigma). \quad (248)$$

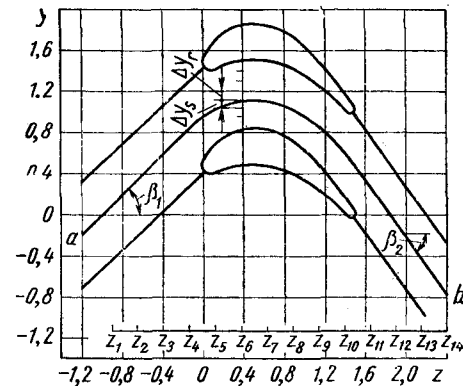
§ 35. РЕШЕТКИ ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ

Сечение турбинных лопаток по цилиндрической поверхности может быть развернуто в плоскости. Развертка образует целый ряд сечений турбинных лопаток, расположенных на расстоянии шага одна от другой. Такая развертка называется плоской решеткой турбинных профилей.

По заданному углу входа и выхода сечение турбиной лопатки в решетке профилей может быть построено по методу профессора У Чжун-Хуа (Китай) [39].

Для рассмотрения потока газа, проходящего через турбинную решетку, воспользуемся уравнениями для сжимаемой жидкости. Разобьем весь поток на ряд линий тока. Каждая частица газа, проходящая по линии тока, имеет скорость, направленную по касательной к линии тока. В случае установившегося движения траектория этого газа будет совпадать с линией тока.

Из всех линий тока межлопаточного канала выберем ту, которая делит весь расход в канале пополам. Эту линию тока будем называть средней (фиг. 102).



Фиг. 102. Средняя линия тока, делящая расход газа в межлопаточном канале пополам.

Для установившегося движения газа уравнение неразрывности для двухмерного пространства можно записать в виде дифференциального уравнения

$$\frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} = 0, \quad (249)$$

где $\rho = \frac{\gamma}{g}$ — плотность в кг сек²/м⁴;

w_z — осевая скорость частиц газа, параллельная оси турбины, в м/сек;

w_y — тангенциальная скорость частиц газа, параллельная плоскости колеса турбины, в м/сек.

Из аэродинамики известно, что условие отсутствия в газе вихрей может быть записано в следующей форме [3]:

$$\frac{\partial w_z}{\partial y} - \frac{\partial w_y}{\partial z} = 0. \quad (250)$$

Уравнение адиабаты для газа может быть представлено в виде

$$p = A \rho^k, \quad (251)$$

где A — постоянная величина;

k — отношение теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме.

Рассмотрим поток газа вдоль средней линии тока (фиг. 102). Уравнение линии тока можно записать в общем виде в форме уравнения кривой на плоскости

$$S(z, y) = 0. \quad (252)$$

После дифференцирования последнего выражения получим

$$\frac{\partial S}{\partial z} dz + \frac{\partial S}{\partial y} dy = 0. \quad (253)$$

При этом удобно рассматривать какую-либо величину q на этой линии как функцию только одной переменной. В качестве такой переменной выберем z , тогда

$$q = [z; y(z)]. \quad (254)$$

Полная производная q по z

$$\frac{dq}{dz} = \frac{\partial q}{\partial z} + \frac{\partial q}{\partial y} \frac{dy}{dz}. \quad (255)$$

Из уравнения (253) следует, что

$$\frac{dy}{dz} = - \frac{\frac{\partial S}{\partial z}}{\frac{\partial S}{\partial y}} = \frac{w_y}{w_z} = \operatorname{tg} \beta.$$

Подставляя значение $\operatorname{tg} \beta$ в уравнение (255), получим

$$\frac{dq}{dz} = \frac{\partial q}{\partial z} + \frac{\partial q}{\partial y} \operatorname{tg} \beta. \quad (256)$$

Пользуясь последним выражением, найдем

$$\frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = \frac{d(\rho w_z)}{dz} - \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial y} \operatorname{tg} \beta. \quad (257)$$

Подставим уравнение (257) в уравнение неразрывности

$$\frac{d(\rho w_z)}{dz} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial y} \operatorname{tg} \beta = 0. \quad (258)$$

Аналогично получаем уравнение отсутствия вихрей

$$\frac{dw_y}{dz} - \frac{\partial w_z}{\partial y} - \frac{\partial w_y}{\partial y} \operatorname{tg} \beta = 0. \quad (259)$$

При адиабатическом расширении частицы газа ее теплосодержание уменьшается, а скорость движения увеличивается. Сумма теплосодержания и кинетической энергии остается при этом постоянной и равной теплосодержанию заторможенного потока в любом сечении:

$$i^* = i + A \frac{w^2}{2g} = c_p T + A \frac{w^2}{2g}. \quad (260)$$

Отношение плотности в любой точке средней линии тока к плотности на входе ρ_0 выразим через отношение соответствующих температур

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (261)$$

По известной скорости в данной точке из формулы (260) может быть найдена температура газа в этой точке и по уравнению (261) определена соответствующая плотность.

Исследования показали, что форма средней линии тока примерно повторяет форму средней линии канала, но располагается ближе к поверхности разрежений у выпуклой части лопатки. При этом оказалось, что изменение составляющей плотности тока ρw_z на средней линии тока примерно следует за изменением ширины канала в направлении плоскости колес. На фиг. 103 показана кривая I изменения относительной толщины лопатки

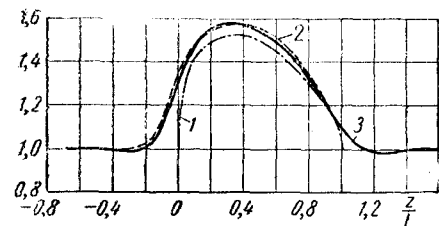
$$\frac{t}{t-p},$$

где t — шаг или расстояние между профилями;
 p — толщина лопатки.

На том же графике показаны кривые отношений составляющей плотности тока ρw_z на средней линии тока к составляющей плотности тока перед каналом. Кривая 2 построена для числа $M = 0$, а кривая 3 — для числа $M = 0,42$.

По изменению плотности тока ρw_z и по форме средней линии тока или ее наклона $\operatorname{tg} \beta$ с помощью фиг. 104 определяется плотность. Получив плотности на средней линии тока, легко найдем компоненты скорости на средней линии тока.

Для примера определим компоненты скорости на средней линии тока для точки



Фиг. 103. Сравнение изменения плотности тока вдоль средней линии тока и относительной ширины канала:

1 — изменение относительной толщины лопатки; 2 — изменение отношения $\frac{\rho w_z}{\rho_0 w_{z0}}$ для числа $M = 0$ на входе; 3 — изменение отношения $\frac{\rho w_z}{\rho_0 w_{z0}}$ для числа $M = 0,42$.

с координатами z_6 и $y = 1,0922$ (фиг. 102). Наклон средней линии тока в этой точке $\operatorname{tg} \beta = 0,1580$. По таблицам тригонометрических величин находим $\beta = 8,979^\circ$ и $\cos^2 \beta = 0,9757$. Из относительной толщины лопатки получаем

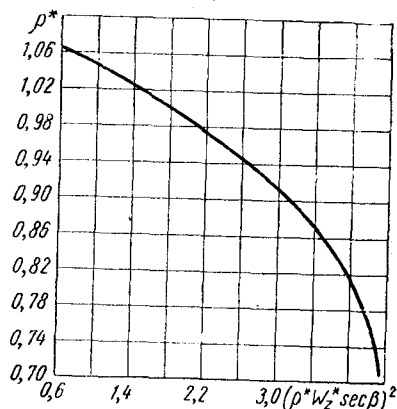
$$\rho^* w_z^* = \frac{\rho w_z}{\rho_0 w_{z0}} = \frac{t}{t-p} = 1,541.$$

По величине $\frac{\rho^* w_z^*}{\cos^2 \beta} = 2,3747$ на фиг. 104 находится относительная плотность $\rho^* = \frac{\rho}{\rho_0} = 0,9563$. Компонента скорости в направлении оси z находится по формуле

$$w_z^* = \frac{w_z}{w_{z0}} = \frac{\rho^* w_z^*}{\rho^*} = \frac{1,541}{0,9563} = 1,611.$$

Компонента скорости в направлении оси y

$$w_y^* = \frac{w_y}{w_{z0}} = w_z^* \operatorname{tg} \beta = 1,611 \cdot 0,1580 = 0,2546.$$



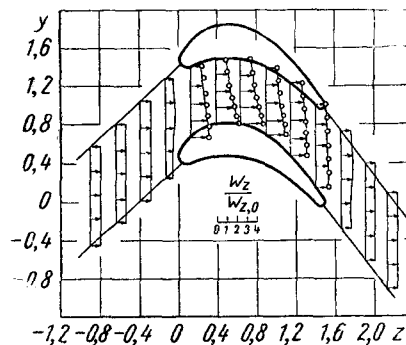
Фиг. 104. Зависимость относительной плотности газа от величины $(\rho^* w_z^* \sec \beta)^2$.

Аналогично находятся компоненты скорости для других точек средней линии тока.

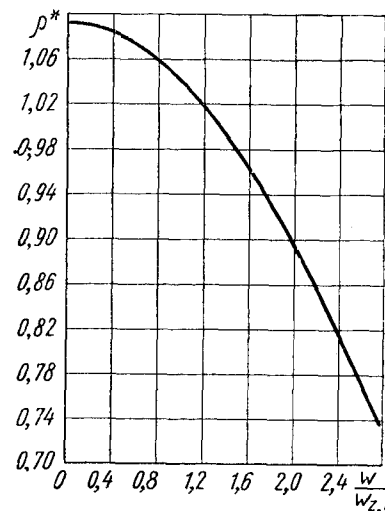
Изменение параметров газа в направлении шага решетки находят, применяя ряды. Полное изменение любого параметра газа q по сечению канала можно получить разложением его в ряд Тейлора по $y - y_m$, используя различные производные, полученные для средней линии тока:

$$q(y) = q_m + (y - y_m) \left(\frac{\partial q}{\partial y} \right)_m + \frac{(y - y_m)^2}{2} \left(\frac{\partial^2 q}{\partial y^2} \right)_m + \dots \quad (262)$$

Для получения необходимой в практических расчетах точности вполне достаточно ограничиться тремя первыми членами этого ряда.



Фиг. 105. Изменение осевой скорости по каналу (число $M = 0,42$ на входе).



Фиг. 106. Зависимость относительной плотности газа от отношения скоростей $\frac{w}{w_{z0}}$.

Уравнения (249), (250) и (251) непосредственно дают первые производные от w_z и w_y в направлении оси y , выраженные через известные дифференциальные на средней линии тока:

$$\frac{\partial w_z}{\partial y} = \left[\frac{dw_y}{dz} + \frac{1}{\rho} \frac{d(\rho w_z)}{dz} \operatorname{tg} \beta \right] \cos^2 \beta; \quad (263)$$

$$\frac{\partial w_y}{\partial y} = \left[\frac{dw_y}{dz} \operatorname{tg} \beta - \frac{1}{\rho} \frac{d(\rho w_z)}{dz} \right] \cos^2 \beta. \quad (264)$$

Частные производные второго порядка могут быть получены из уравнения неразрывности (249) с учетом соотношения (257). На фиг. 105 показано изменение осевой скорости по каналу решетки, полученное указанным способом при $M = 0,42$.

Профиль лопатки определяют, пользуясь формулой массового расхода. Для ряда сечений массовый расход, проходящий между точками y_m и y , вычисляется как функция y по формуле

$$M = \int_{y_m}^y \rho w_z dy. \quad (265)$$

В табл. 14 приведен расчет массового расхода для сечения z_6 (фиг. 102). Значения плотности для различных точек канала определяются по скорости

$$w^* = \frac{w}{w_{z0}} \text{ с помощью графика на фиг. 106.}$$

По табл. 14 можно найти положение стенок канала для сечения z_6 . Для этого находят значения координаты y для половинного расхода в ту и другую сторону от средней линии тока, параметры которой обозначены жирным шрифтом. На фиг. 107 построены два профиля лопаток для сжимаемой и несжимаемой жидкости. Оба профиля имеют одинаковую среднюю линию.

Поверхность пониженного давления для сжимаемой жидкости располагается дальше от средней линии тока. Это согласуется с экспериментальными исследованиями.

Таблица 14

Вычисление массового расхода в сечении z_6 (фиг. 102)
при $\Delta y_s = 0,0937$ и $\Delta y_p = 0,1316$

y	w_z^*	w_y^*	w^*	ρ^*	$\rho^* w_z^*$	M
1,6186	1,0282	0,3198	1,1595	1,0314	1,0605	0,6498
1,4870	1,0687	0,2369	1,1982	1,0294	1,1001	0,5083
1,3554	1,1794	0,1984	1,4303	1,0177	1,2003	0,3576
1,2238	1,3603	0,2043	1,8898	0,9944	1,3527	0,1900
1,0922	1,6114	0,2546	2,6614	0,9563	1,5410	0
0,9985	1,8330	0,3171	3,4604	0,9175	1,6818	0,1511
0,9048	2,0902	0,4022	4,5307	0,8670	1,8122	0,3148
0,8111	2,3830	0,5099	5,9387	0,8038	1,9155	0,4898
0,7174	2,7114	0,6402	7,7615	0,7268	1,9706	0,6723

§ 36. РАСЧЕТ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

При расчете цилиндра сгорания комбинированного двигателя устанавливается расход газа и его температура перед турбиной. Качество газа определяется его коэффициентом избытка воздуха. Коэффициент избытка воздуха для газа в турбине равен произведению коэффициента избытка продувочного воздуха на коэффициент избытка воздуха в цилиндре сгорания комбинированного двигателя:

$$\alpha_T = \varphi \alpha. \quad (266)$$

По этим данным производится расчет газовой турбины.

Определение числа ступеней. Адиабатический теплоперепад турбины находится по формуле

$$H_{ad} = A \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ ккал/кг}, \quad (267)$$

где k — показатель адиабатического расширения газа в турбине, определяемый (см. фиг. 52) по средней температуре.

Температура газа T_2 в конце адиабатического расширения находится по формуле (74). В турбине процесс расширения отклоняется от адиабатического. Это отклонение определяется адиабатическим к. п. д., учитывающим потери энергии в соплах и на рабочем колесе турбины. Адиабатическим к. п. д. предварительно задаются в пределах 0,88—0,90. Зная адиабатический к. п. д. турбины, находят температуру газа после турбины:

$$T'_2 = T_1 - \eta_{ad}(T_1 - T_2) = T_1 \left\{ 1 - \eta_{ad} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\}. \quad (268)$$

После этого определяют удельный объем газа после последней ступени:

$$v_z = \frac{RT'_2}{10^4 p_z}. \quad (269)$$

Выбор числа ступеней турбины зависит от величины общего теплового перепада. Для получения оптимального к. п. д. турбины значение отношения окружной скорости к абсолютной скорости газа на выходе из сопла должно иметь вполне определенное значение. Для реактивных турбин значение $\frac{u}{c_{ad}} = 0,6 \div 1,0$. Максимальная окружная скорость определяется из условий прочности. Для турбин с барабанной конструкцией ротора принимают обыч-

по максимальную окружную скорость 150—160 м/сек, для дисковой конструкции ротора окружную скорость можно принимать до 300 м/сек. Задавшись окружной скоростью, можно предварительно найти скорость газа:

$$c_{ad} = \frac{u}{0,6 \div 1,0} \text{ м/сек.} \quad (270)$$

Степень реактивности турбины обычно задаются. Это позволяет приближенно найти теплоперепад, который должен срабатываться в одной ступени:

$$H_{cm} = A \frac{c_{ad}^2}{2g(1-\rho)} \text{ ккал/кг.} \quad (271)$$

Число ступеней турбины определяется делением общего теплоперепада на теплоперепад одной ступени

$$z = \frac{H_{ad}}{H_{cm}} (1 + \sigma). \quad (272)$$

Диаграмма изменения состояния газа в турбине. После выбора числа ступеней переходят к детальному расчету турбины. Для удобства расчетов отдельных ступеней турбины целесообразно построить диаграмму изменения состояния газа в зависимости от суммы адиабатических теплоперепадов по ступеням турбины, которая определяется по формуле

$$H = zH_{cm}. \quad (273)$$

По оси абсцисс диаграммы (фиг. 108) откладывают сумму тепловых перепадов на всех ступенях. По оси ординат — давления, температуры и удельные объемы газа в турбине.

Выведем уравнение политропического изменения состояния газа в турбине. По первому закону термодинамики адиабатический теплоперепад

$$\frac{di}{\eta_{ad}} = \frac{c_p dT}{\eta_{ad}} = A v dp = ART \frac{dp}{p} = c_v (k-1) T \frac{dp}{p},$$

где di — бесконечно малый перепад тепла ступени при политропическом расширении.

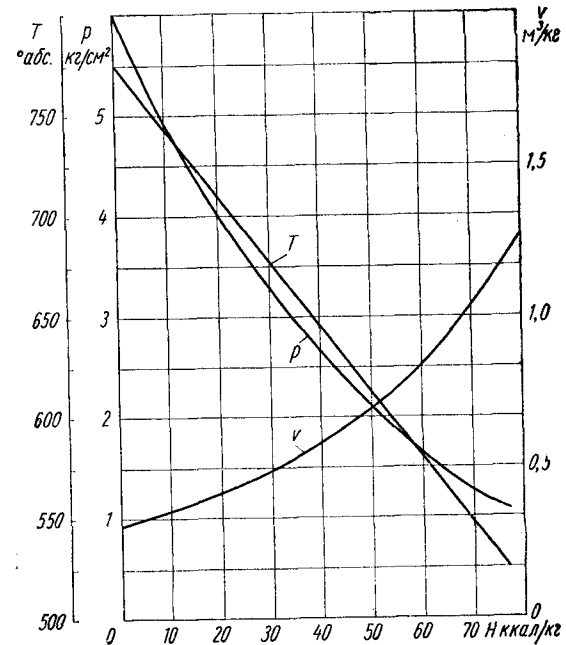
После разделения переменных получим

$$\frac{dT}{T} = \eta_{ad} \frac{k-1}{k} \frac{dp}{p}. \quad (274)$$

Интегрирование последнего уравнения дает связь между давлением и температурой при политропическом расширении газа в турбине:

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\eta_{ad} \frac{k-1}{k}}, \quad (275)$$

где T_1 и p_1 — температура и давление газа перед турбиной; k — показатель адиабаты.



Фиг. 108. Диаграмма изменения состояния газа в турбине.

Затем выбираем отношение температур с таким расчетом, чтобы разбить тепловой перепад на число участков, равное числу z ступеней:

$$a = \sqrt[z]{\frac{T_2}{T_1}} = \frac{T_x}{T_{x-1}}, \quad (276)$$

где T_x — температура газа за ступенью;
 T_{x-1} — температура газа перед ступенью.

Для каждого участка находится интервал температур

$$\Delta T = T_{x-1} - T_x \quad (277)$$

$$T_{cp} = \frac{T_{x-1} + T_x}{2}. \quad (278)$$

По средней температуре для каждого участка находится показатель адиабаты по формуле

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = 1 + \frac{1,985}{\mu c_v} = 1 + \frac{1,985}{z 0,9925 \left(\ln \frac{T_{cp}}{98,1} + 1 \right)} = 1 + \frac{2}{z \left(\ln \frac{T_{cp}}{98,1} + 1 \right)}, \quad (279)$$

где z — кажущееся число атомов, которое находится по коэффициенту избытка воздуха для газа в турбине (фиг. 58).

Задавшись величиной k , п. д., из уравнения (275) находим давление в конце каждого участка:

$$p_x = p_{x-1} \left(\frac{T_x}{T_{x-1}} \right)^{\frac{1}{\eta_{ad}} \frac{k}{k-1}}. \quad (280)$$

Удельный объем в конце каждого участка

$$v_x = \frac{RT_x}{10^4 p_x}. \quad (281)$$

Теплоемкость газа для каждой ступени определяется по формуле

$$c_p = \frac{1,985}{\mu} + 0,9925 \frac{z}{\mu} \left(\frac{T_{x-1}}{T_{x-1} - T_x} \ln \frac{T_{x-1}}{98,1} - \frac{T_x}{T_{x-1} - T_x} \ln \frac{T_x}{98,1} \right) \text{ ккал/кг}^\circ \text{абс.}, \quad (282)$$

где μ — молекулярный вес газа в турбине.

Адиабатический перепад тепла на каждом участке

$$h_x = \frac{c_p}{\eta_{ad}} \Delta T. \quad (283)$$

В качестве примера в табл. 15 и на фиг. 108 показано изменение состояния газа в семиступенчатой турбине при адиабатическом к. п. д. $\eta_{ad} = 0,88$.

Разбивка общего теплоперепада по ступеням. После построения диаграммы изменения состояния газа в турбине можно произвести разбивку общего теплоперепада по ступеням.

Параметры газа в турбине

Показатели	Размерность	Расчетные значения по ступеням							
		0	1	2	3	4	5	6	7
$T_x = aT_{x-1}$	$^\circ \text{абс.}$	773	731	692	655	619	585	553	523
T_{cp}	$^\circ \text{абс.}$	—	752	711	673	637	602	569	538
ΔT	$^\circ \text{абс.}$	—	42	39	37	36	34	32	30
c_p	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}^\circ \text{абс.}}$	—	0,283	0,281	0,276	0,272	0,268	0,264	0,259
$\frac{k}{k-1}$	—	—	1,320	1,325	1,330	1,340	1,345	1,350	1,360
$\frac{k}{k-1}$	—	—	4,13	4,08	4,03	3,94	3,90	3,86	3,78
p_x	кг/см^2	6,0	4,62	3,58	2,77	2,16	1,69	1,32	1,04
v_x	$\text{м}^3/\text{кг}$	0,379	0,466	0,568	0,695	0,842	1,00	1,23	1,48
h_x	ккал/кг	—	13,65	12,6	11,72	11,25	10,48	9,7	8,95

Расход газа каждой ступени турбины один и тот же:

$$G_T = \frac{f_{cm} c}{v} \text{ кг/сек}, \quad (284)$$

где c — скорость в м/сек ;

v — удельный объем в $\text{м}^3/\text{кг}$;

f_{cm} — проходная площадь сопел или межлопаточных каналов рабочего колеса в м^2 .

Адиабатический теплоперепад любой ступени может быть выражен формулой

$$H_{cm} = \frac{1}{(1-\rho)} \frac{Ac_1^2}{2g\varphi^2}. \quad (285)$$

Скорость выхода газа из сопла может быть найдена через отношение $\frac{u}{c_1}$ и величину окружной скорости

$$c_1 = \left(\frac{u}{c_1} \right) = \frac{\pi d_{cp} n}{60} \cdot \frac{1}{\frac{u}{c_1}} \text{ м/сек}. \quad (286)$$

Подставляя значение скорости c_1 в уравнение (285), получим

$$H_{cm} = \frac{1}{(1-\rho)} \frac{A}{2g\varphi^2} \left(\frac{\pi d_{cp} n}{60} \right)^2 \frac{1}{\left(\frac{u}{c_1} \right)^2} \text{ ккал/кг}, \quad (287)$$

где d_{cp} — средний диаметр ступени в м ;

n — число оборотов вала турбины в минуту;

ρ — степень реактивности на среднем диаметре ступени.

Для всех ступеней турбины степень реактивности на среднем диаметре турбины обычно считается постоянной. Из этого положения следует, что адиабатический теплоперепад в ступени пропорционален квадрату среднего диаметра ступени. Это позволяет найти теплоперепад по ступеням. Общий теплоперепад в турбине будет пропорционален сумме квадратов средних диаметров:

$$(1 + \sigma) H_{ad} - H_0 = k \sum_1^z d_{cp_i}^2, \quad (288)$$

где k — коэффициент пропорциональности;

H_0 — тепловой перепад, необходимый для сообщения потоку скорости при входе в первый ряд направляющих лопаток; обычно $H_0 = 0,3$ ккал/кг.

На выходе из соплового аппарата площадь проходного сечения находится из уравнения расхода (284):

$$f = \frac{G_T v_1}{c_1} M^2. \quad (289)$$

Та же площадь может быть выражена через геометрические размеры соплового аппарата:

$$f = \frac{h_1 t_1 \sin \alpha_1 z}{K_1} = \frac{\pi d_{cp_1} h_1 \sin \alpha_1}{K_1}, \quad (290)$$

где h_1 — высота лопатки в м;

z — число лопаток;

t_1 — шаг;

K_1 — коэффициент сужения.

Коэффициент сужения учитывает перегородки, отделяющие сопла друг от друга. При толщине выходной кромки S_1 коэффициент сужения находится по формуле

$$K_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_1}. \quad (291)$$

Приравнявая уравнения (289) и (290), получим формулу для нахождения высоты лопатки

$$h_1 = \frac{K_1 G_T v_1}{\pi d_{cp_1} c_1 \sin \alpha_1} M. \quad (292)$$

Расстояние между входной и выходной кромками называется хордой лопатки и обозначается буквой l . При проектировании газовых турбин принято задаваться отношением шага к хорде лопатки, которое характеризует густоту решетки. Эта величина

$$\frac{t}{l} = 0,6 \div 0,7.$$

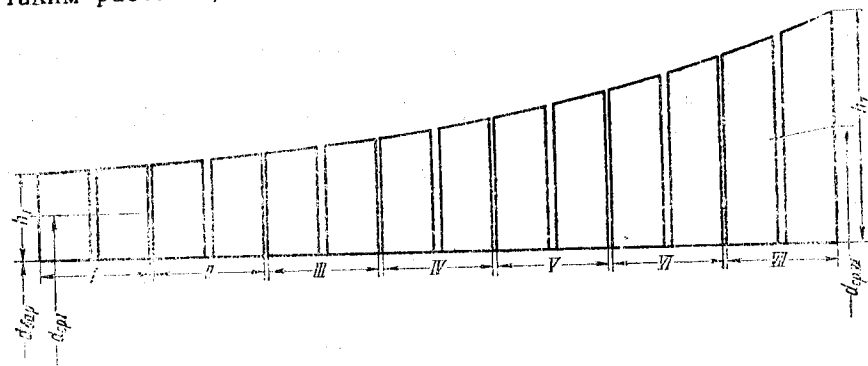
Средний диаметр ступени определяется по величине допустимой окружности скорости

$$d_{cp} = \frac{60u}{\pi n} M. \quad (293)$$

Число лопаток находится по формуле

$$z_1 = \frac{\pi d_{cp}}{t_1}. \quad (294)$$

После этого задаемся профилем проточной части турбины с таким расчетом, чтобы отношение длины h лопатки последней



Фиг. 109. Эскиз проточной части семиступенчатой газовой турбины:
I — VIII — ступени турбины.

ступени к среднему диаметру d_{cp} было в пределах

$$\frac{1}{4} \div \frac{1}{7}.$$

Высота лопатки последней ступени находится по формуле (292). При этом удельный объем берется по диаграмме изменения состояния газа для выходного сечения турбины. Угол α_1 для последней ступени обычно составляет $40-45^\circ$. На фиг. 109 дан эскиз проточной части турбины с барабанной конструкцией ротора, позволяющий найти диаметры всех ступеней. По известным диаметрам ступеней по формуле (288) находится коэффициент пропорциональности, после чего определяются теплоперепады по ступеням в ккал/кг:

$$H_I = k d_{cp_1}^2 + H_0;$$

$$H_{II} = k d_{cp_2}^2;$$

$$H_{III} = k d_{cp_3}^2;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$H_z = k d_{cp_z}^2.$$

Расчет ступени по среднему диаметру. Для расчета ступени задаются степенью реактивности ρ на среднем диаметре в пределах 0,3—0,5. По теплоперепаду, срабатываемому в ступени, и степени реактивности находится абсолютная скорость истечения газа из сопла с учетом скоростного коэффициента

$$c_1 = 91,5\varphi \sqrt{(1-\rho) H_{cm}} = \varphi c_{ad}. \quad (295)$$

где c_{ad} — теоретическая скорость истечения из сопла в м/сек.

Окружная скорость на входе в рабочее колесо определяется по формуле

$$u_1 = \frac{\pi d_{cp} n}{60} \text{ м/сек.} \quad (296)$$

Отношение окружной скорости к абсолютной скорости выхода газа из сопла

$$x = \frac{u_1}{c_1}. \quad (297)$$

Угол наклона сопел по среднему диаметру находится по формуле (292):

$$\alpha_{cp1} = \arcsin \frac{k_1 G v_1}{\pi d_{cp1} c_1 h_1}. \quad (298)$$

Конструктивный угол выхода из сопла должен быть меньше на величину отклонения потока в косом срезе, которая определяется по формуле (230). Для реактивных ступеней газовых турбин проф. Г. С. Жирицкий рекомендует выполнять сопло с углом наклона оси в пределах 18—25° [11].

Относительная скорость входа газа на рабочие лопатки турбины определяется из треугольника скоростей на входе (фиг. 100):

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} = c_1 \sqrt{1 + x^2 - 2x \cos \alpha_1} \text{ м/сек.} \quad (299)$$

Угол входа на рабочие лопатки турбины

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1. \quad (300)$$

Относительная скорость выхода газа с лопаток находится с учетом расширения газа по формуле

$$w_2 = \varphi \sqrt{w_1^2 + 8380\rho H_{cm}} = \varphi \sqrt{w_1^2 + \rho c^2} \text{ м/сек,} \quad (301)$$

Для удобства расчетов введем обозначение

$$y = \frac{w_2}{c_1}. \quad (302)$$

Параметры газа на выходе из ступени определяются по диаграмме изменения состояния газа в турбине.

Угол наклона относительной скорости выхода из лопаток определяется по формуле

$$\sin \beta_2 = \frac{k G v_2}{\pi d_{cp2} h_2 w_2}, \quad (303)$$

где v_2 — удельный объем газа при выходе из рабочих лопаток.

Угол наклона относительной скорости выхода желательно сделать минимальным, так как к. п. д. увеличивается с уменьшением этого угла.

Абсолютная скорость газа на выходе из ступени определяется из выходного треугольника скоростей по формуле

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{u^2 + w_2^2 - 2uw_2 \cos \beta_2} = \\ &= c_1 \sqrt{x^2 + y^2 - 2xy \cos \beta_2} \text{ м/сек.} \end{aligned} \quad (304)$$

Угол наклона абсолютной скорости выхода из лопаток находится из выражения

$$\sin \alpha_2 = \frac{w_2}{c_2} \sin \beta_2. \quad (305)$$

Потеря энергии в сопле

$$h_c = (1-\rho)(1-\varphi^2) H_{cm} \text{ ккал/кг.} \quad (306)$$

По формуле проф. П. К. Казанджана [1] потеря энергии в колесе турбины

$$\begin{aligned} h_k &= (1-\varphi^2) \left[\varphi^2 (1-\rho) - \right. \\ &\left. - \frac{u}{c_1} \left(2\varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) + \rho \right] H_{cm} \text{ ккал/кг.} \end{aligned} \quad (307)$$

Адиабатический к. п. д. ступени

$$\eta_{ad} = \frac{H_{cm} - h_c - h_k}{H_{cm}}. \quad (308)$$

Полученное значение к. п. д. сравнивается с тем значением, которое было принято для построения диаграммы изменения состояния газа в турбине. При большой разнице этих к. п. д. необходимо сделать перерасчет.

В современных турбинах для получения хорошего к. п. д. не ограничиваются расчетом по среднему диаметру, а производят расчет ступени по высоте лопаток.

Расчет ступени по высоте лопаток. Радиальное движение газа между лопатками турбинного колеса происходит под дей-

ствием центробежной силы. Кинетическая энергия радиального течения газа не может быть использована и создает дополнительные потери. Для предотвращения этих потерь центробежные силы должны быть уравновешены силами давления, которые должны увеличиваться по мере возрастания радиуса.

Давление газа за рабочими лопатками почти постоянно по высоте. Давление газа в зазоре между сопловым аппаратом и рабочими лопатками турбины во избежание радиального перетекания газа должно увеличиваться. Поэтому лопатки проектируют так, чтобы степень реактивности увеличивалась от корня лопатки к вершине. При этом углы входа и выхода лопатки изменяются по радиусу.

Проф. В. В. Уваров доказал [21], что радиальное равновесие газа в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками достигается при постоянной по длине лопатки осевой составляющей абсолютной скорости газа на выходе из сопла

$$c_{1a} = \text{const} \quad (309)$$

и при изменении окружной составляющей этой скорости обратно пропорционально радиусу

$$c_{1u} r = \text{const}. \quad (310)$$

Профилирование лопаток по высоте производится по результатам расчета ступени по среднему диаметру. Расчет ведется для корневого, среднего и концевых сечений лопаток.

Радиус турбины, на котором располагаются корневые сечения лопаток,

$$r' = \frac{d_{cp} - h}{2} \text{ м}. \quad (311)$$

Радиус концевых сечений лопаток

$$r'' = \frac{d_{cp} + h}{2} \text{ м}. \quad (312)$$

Осевая составляющая абсолютной скорости газа в зазоре между направляющими и рабочими лопатками турбины определяется по треугольнику скоростей (фиг. 100) для среднего сечения:

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 \text{ м/сек}. \quad (313)$$

Эта скорость остается постоянной по высоте лопатки.

Из уравнения (310) окружная составляющая скорости газа в корневом сечении

$$c'_{1u} = c_{1u} \frac{r}{r'} \text{ м/сек} \quad (314)$$

и в концевом сечении лопатки

$$c''_{1u} = c_{1u} \frac{r}{r''} \text{ м/сек}. \quad (315)$$

По треугольнику скоростей на входе в колесо

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{c_{1a}}{c_{1u}}. \quad (316)$$

Для корневого сечения лопатки

$$\text{tg } \alpha'_1 = \frac{c_{1a}}{c'_{1u}} \frac{r'}{r} = \frac{r'}{r} \text{tg } \alpha_1; \quad (317)$$

для концевых сечений лопатки

$$\text{tg } \alpha''_1 = \frac{c_{1a}}{c''_{1u}} \frac{r''}{r} = \frac{r''}{r} \text{tg } \alpha_1. \quad (318)$$

Абсолютная скорость газа на выходе из соплового аппарата у корня лопатки

$$c'_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha'_1} \text{ м/сек} \quad (319)$$

и у концевых сечений лопатки

$$c''_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha''_1} \text{ м/сек}. \quad (320)$$

По известным абсолютным скоростям газа и окружным скоростям по формуле (299) находятся относительные скорости входа газа на рабочие лопатки турбины для корневого и концевых сечений лопаток. После этого определяются углы входа на рабочие лопатки турбины для тех же сечений по формуле (300). По найденным элементам можно построить треугольник входа. На фиг. 110 построены треугольники входа для корневого, среднего и концевых сечений лопаток первой и восьмой ступеней восьмиступенчатой турбины. Из треугольников скоростей входа видно, что углы α_1 и β_1 увеличиваются от основания лопатки к периферии.

Перед определением элементов выходного треугольника скоростей необходимо проверить степень реактивности по высоте лопатки. За рабочими лопатками турбины давление газа по высоте лопатки остается постоянным. Это свидетельствует о постоянности теплоперепада в ступени на всех радиусах. Степень реактивности находим из формулы (295) по величине теплоперепада в ступени и по абсолютной скорости газа. Для корневого сечения лопатки

$$\rho' = 1 - \frac{c_1'^2}{8380 \varphi^2 H_{cm}}. \quad (321)$$

Для получения высокого к. п. д. турбины степень реактивности в корневом сечении лопатки должна быть положительна. Обычно принимается $\rho' = 0,1 \div 0,2$. Для концевой сечения лопатки степень реактивности определяется по формуле

$$\rho'' = 1 - \frac{c_1^{n^2}}{8380 \varphi^2 H_{cm}}. \quad (322)$$

К основанию лопатки скорость c_1 увеличивается. Это вызывает уменьшение степени реактивности у корня лопатки. При проектировании среднего сечения лопатки нужно для этого сечения выбирать степень реактивности достаточно большой, чтобы не получить отрицательной степени реактивности у корня лопатки. Отрицательная степень реактивности у корня лопатки означает, что в каналах между рабочими лопатками у их корня течение газа происходит не с расширением, а с сжатием, что вызывает дополнительные потери и снижение к. п. д. турбины.

Проверив степень реактивности, переходят к определению элементов выходного треугольника скоростей. Относительная скорость выхода газа с рабочего колеса находится по формуле (301) для корневой и концевой сечений лопатки.

Угол абсолютной скорости выхода из рабочего колеса для корня лопатки

$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{r'}{r_{cp}} \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (323)$$

Для концевой сечения лопатки

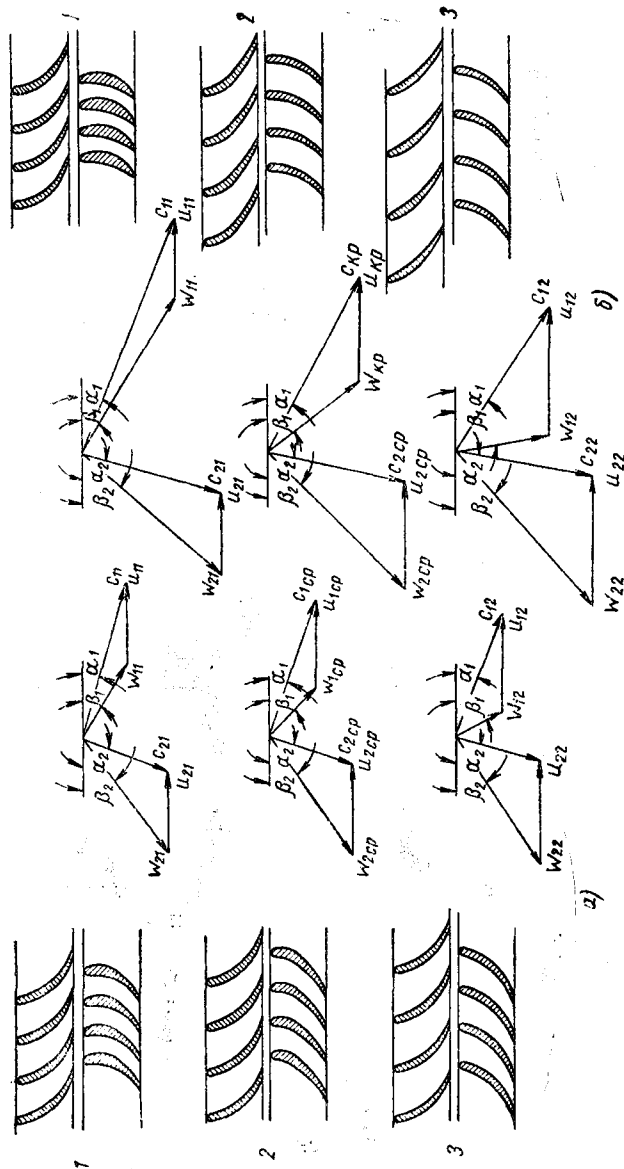
$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{r''}{r_{cp}} \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (324)$$

Абсолютная скорость выхода газа с колеса

$$c_2 = \frac{c_{2a}}{\sin \alpha_2}. \quad (325)$$

Окружную скорость колеса находят по формуле (296) для корневой и концевой сечений лопаток. По углу выхода, абсолютной и окружной скорости строят треугольники скоростей выхода для всех сечений. На фиг. 110 построены соответствующие треугольники выхода для первой и восьмой ступеней восьмиступенчатой турбины. Треугольники скоростей показывают, что углы α_2 увеличиваются от корня лопатки к периферии, а углы β_2 несколько уменьшаются.

При проектировании желательно получить $c_{2u} = 0$, что будет свидетельствовать об отсутствии закрутки потока на выходе из рабочих колес турбины.



Фиг. 110. Входные и выходные треугольники скоростей:

a — первая ступень; b — восьмая ступень; 1 — у корня лопатки; 2 — на среднем радиусе; 3 — на периферии.

Мощность и к. п. д. турбины. В каждой реальной машине имеется целый ряд потерь. В газовой турбине имеются потери на преодоление сопротивлений в сопловом аппарате и в каналах между рабочими лопатками турбины. Большое значение в турбинах имеют потери с выходной скоростью. Эти потери связаны с тем, что уходя из турбины, газ имеет определенную кинетическую энергию, которая не может быть использована. Потери на преодоление сопротивлений и потери с выходной скоростью оцениваются относительным к. п. д. турбины на окружности рабочего колеса. Этот к. п. д. равен отношению работы, полученной на окружности колеса, к адиабатическому теплоперепаду

$$\eta_u = \frac{AL_u}{H_{ad}}. \quad (326)$$

Подставляя в последнюю формулу работу на окружности колеса по уравнению (235) и величину адиабатического теплоперепада, выраженную через теоретическую скорость истечения, получим

$$\eta_u = \frac{2u}{c_{ad}^2} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (327)$$

Из треугольника скоростей на выходе из колеса (фиг. 100) имеем

$$c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u. \quad (328)$$

Подставляя последнее выражение в формулу (327), получим

$$\eta_u = \frac{2u}{c_{ad}^2} (c_1 \cos \alpha_1 - u + w_2 \cos \beta_2). \quad (329)$$

Так как $c_1 = \varphi c_{ad} \sqrt{1-\rho}$ и относительная скорость выхода газа с лопаток турбины определяется по формуле (301), то

$$\eta_u = \frac{2u}{c_{ad}} \left(\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_{ad}} + \frac{\psi}{c_{ad}} \sqrt{w_1^2 + \rho c_{ad}^2 \cos \beta_2} \right). \quad (330)$$

Подставляя значение относительной скорости газа на входе по формуле (299), получим после преобразований окончательное выражение для относительного к. п. д. турбины [14]:

$$\eta_u = \frac{2u}{c_{ad}} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_{ad}} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\rho + \varphi^2 (1-\rho)} - \frac{u}{c_{ad}} \left(2\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{v}{c_{ad}} \right) \right]. \quad (331)$$

В многоступенчатой турбине выходная скорость предыдущей ступени используется на последующей ступени. В соответствии

с этим положением относительный к. п. д. на окружности колеса при использовании выходной скорости

$$\eta_u^* = \frac{\eta_u}{1 - \left(\frac{c_2}{c_{ad}} \right)^2}. \quad (332)$$

Относительный к. п. д. турбины зависит от степени реактивности, от конструктивных параметров турбины и от отношения окружной скорости к теоретической скорости истечения газа из сопла. На фиг. 111 показано изменение относительного к. п. д. на окружности колеса при использовании выходной скорости; с увеличением степени реактивности к. п. д. несколько возрастает.

Потери, связанные с утечкой газа через зазоры, учитываются коэффициентом, показывающим изменение работы на венце турбины при наличии утечек по сравнению с работой без утечек. Эти потери можно приближенно определить по формуле

$$\eta_s = 1 - 2 \frac{\delta}{h}, \quad (333)$$

где δ — абсолютная величина радиального зазора между рабочей лопаткой и корпусом турбины в мм;

h — высота лопатки турбины в мм.

При вращении ротора турбины происходит трение его о газ. Мощность, расходуемая на трение, можно определить по эмпирической формуле [1]

$$N_s = \frac{\beta}{10^6} \gamma u^3 D^2 \text{ л. с.}, \quad (334)$$

где β — коэффициент, принимаемый в пределах 5—7;

γ — удельный вес газа, в котором вращается ротор турбины;

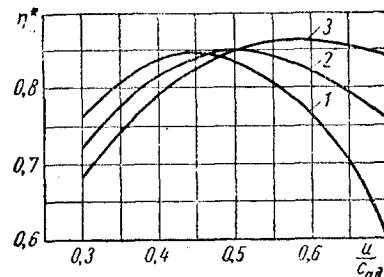
D — диаметр конца лопаток;

u — окружная скорость конца лопаток.

Работа трения газа о ротор, отнесенная к 1 кг газа, протекающего через турбину,

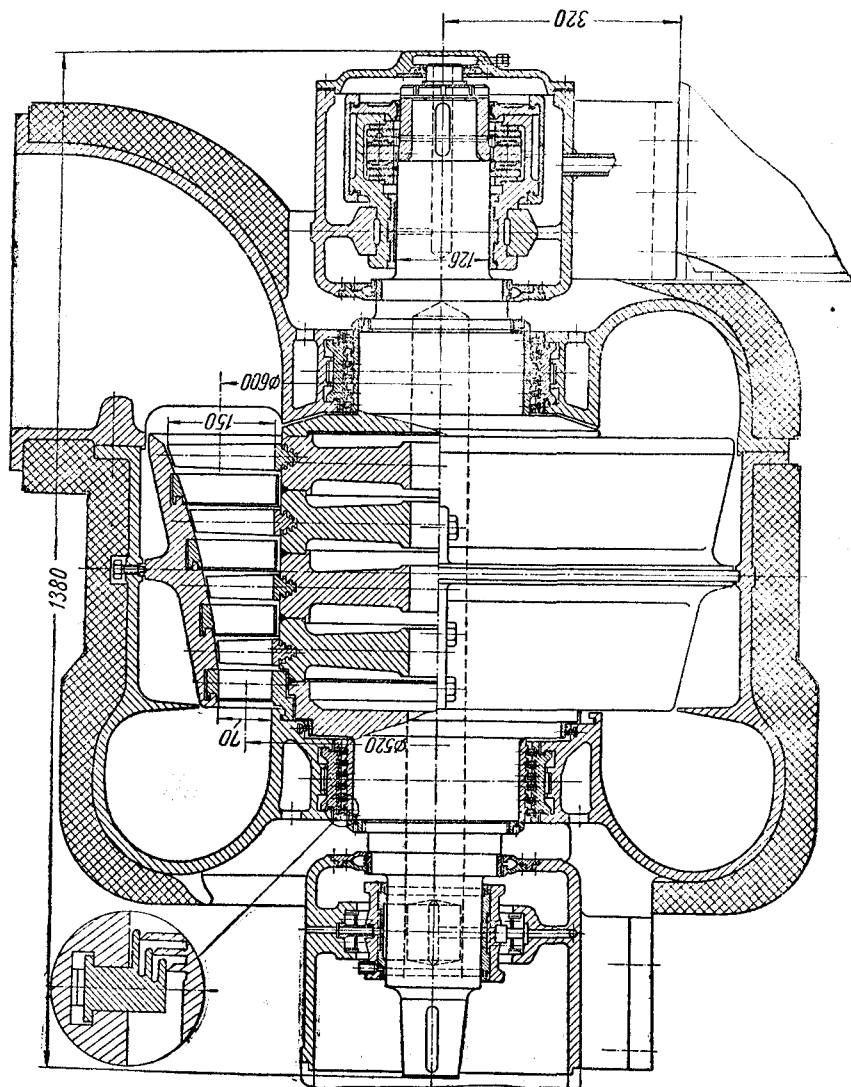
$$L_s = \frac{75 N_s}{G_T} \text{ кгм/кг}. \quad (335)$$

Практически эта работа, теряемая на трение о газ, столь незначительна, что ею часто пренебрегают.



Фиг. 111. Изменение относительного к. п. д. турбины с использованием выходной скорости в зависимости от $\frac{u}{c_{ad}}$ для разных степеней реакции:
1 — $\rho = 0$; 2 — $\rho = 0,2$; 3 — $\rho = 0,4$.

Фиг. 112. Конструкция газовой турбины для комбинированного двигателя.



Потери на трение в подшипниках турбины определяются механическим к. п. д., $\eta_m = 0,98 \div 0,99$ [12].

Общий к. п. д. турбины представляет отношение тепла, использованного на полезную работу, ко всему адиабатическому теплу, заключенному в газе перед турбиной.

Общий к. п. д. турбины определяется по формуле

$$\eta_T = \eta_u^* \eta_o \eta_m. \quad (336)$$

По величине общего к. п. д. турбины легко находится эффективная мощность турбины комбинированной установки:

$$N_T = \frac{H_{ad} G_T}{632} \eta_T \text{ л. с.} \quad (337)$$

На фиг. 112 показана примерная конструкция пятиступенчатой газовой турбины мощностью 3000 л. с. при числе оборотов 7200 в минуту. Степень реактивности турбины на среднем диаметре 0,5.

ГЛАВА X

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПО НОМОГРАММАМ

Расчет тепловых процессов в комбинированных двигателях значительно упрощается, если вместо расчетов по формулам вести расчет по номограммам. Доцент МВТУ канд. техн. наук В. В. Филиппов разработал четыре номограммы. При построении номограмм были использованы теплоемкости по закону проф. А. Н. Шелеста [28]. Рассчитали и сконструировали номограммы инженеры Б. В. Хромов и В. С. Третьяков.

Номограмма для определения температур и объемов в адиабатических процессах показана на фиг. 113. По номограмме решают уравнение

$$\nu^{k-1} = \vartheta, \quad (338)$$

где $\nu = \frac{V_1}{V_2}$ — отношение объемов,
 $\vartheta = \frac{T_2}{T_1}$ — отношение температур.

Для удобства пользования номограммой на ней сделаны два примера.

Пример 1. Продукты сгорания с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,7$ расширяются от начального объема $V_1 = 1,5$ до конечного $V_2 = 3,375$. Начальная температура $T_1 = 1700^\circ$ абс. Определить конечную температуру процесса.

Решение. Проводим луч 1 через значение z , соответствующее $\alpha = 1,7$ и $\nu = \frac{1,5}{3,375} = \frac{1}{2,25}$. Из точки пересечения его с немой шкалой проводим луч 2 через значение $T_1 = 1700^\circ$ абс. и находим $\vartheta = 0,82$; температуру в конце процесса расширения находим по формуле $T_2 = T_1 \vartheta = 1700 \cdot 0,82 = 1394^\circ$ абс.

Пример 2. Трехатомный газ сжимается от начальной температуры $T_1 = 300^\circ$ абс. до конечной $T_2 = 556^\circ$ абс. Начальный объем $V_1 = 3,82$. Определить объем в конце процесса сжатия.

Решение. Проводим луч 3 через $T_1 = 300^\circ$ абс. и $\vartheta = \frac{556}{300} = 1,85$.

Из точки пересечения его с немой шкалой проводим луч 4 через значение $z = 3$ и находим $\nu = 9,48$; объем газа в конце процесса сжатия будет $V_2 = \frac{V_1}{\nu} = \frac{3,82}{9,48} = 0,403$.

По номограмме на фиг. 114 определяют температуры и давления в адиабатических процессах по формуле

$$\frac{k-1}{\pi^k} = \vartheta, \quad (339)$$

где $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ — отношение давлений.

На номограмме сделаны два примера.

Пример 1. Двухатомный газ (воздух) с начальной температурой 288° абс. сжимается от атмосферного давления до давления $p_2 = 4,35$ ата. Определить конечную температуру газа.

Решение. Проведем луч 1 через значение $\pi = 4,35$ и $T_1 = 288^\circ$ абс., находим при $z = 2$ $\vartheta = 1,545$. Конечная температура процесса сжатия будет равна

$$T_2 = T_1 \vartheta = 288 \cdot 1,545 = 445^\circ \text{ абс.}$$

Пример 2. Пятиатомный газ расширяется от начальной температуры $T_1 = 300^\circ$ абс. до температуры $T_2 = 250^\circ$ абс. при начальном давлении $p_1 = 5$ ата. Определить давление в конце процесса расширения.

Решение. Проведем луч 2 через значение $\vartheta_1 = \frac{250}{300} = 0,84$ при $z = 5$ и $T_1 = 300^\circ$ абс., находим $\pi = \frac{1}{3,03}$. Конечное давление расширения $p_2 = p_1 \pi = \frac{5}{3,03} = 1,648$ ата.

По номограмме на фиг. 115 определяют работу адиабатических процессов по формуле

$$AL_v = c_v (T_1 - T_2) \text{ ккал/кг.} \quad (340)$$

С помощью номограммы находится величина Y , зная которую, определяют работу

$$AL_v = 0,9925 \frac{T_1 z}{m} Y \text{ ккал/кг,} \quad (341)$$

где m — молекулярный вес газа.

На номограмме (фиг. 115) сделаны два примера.

Пример 1. Продукты сгорания ($m = 32$) с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,7$ ($z = 2,15$) расширяются от температуры $T_1 = 1700^\circ$ абс. до $T_2 = 1034^\circ$ абс., определить освобождающуюся при этом работу AL_v .

Решение. Проведем луч 1 через $\vartheta = \frac{1034}{1700} = 0,608$ и $T_1 = 1700^\circ$ абс., находим $Y = 1,455$.

По формуле (341) находим работу

$$AL_v = 0,9925 \frac{1700 \cdot 2,15}{32} \cdot 1,455 = 164,9 \text{ ккал/кг.}$$

Пример 2. Определить конечную температуру процесса сжатия воздуха от $T_1 = 286^\circ$ абс., если при этом была затрачена работа $VL_v = 29,5$ ккал/кг.

Решение. Из формулы (341) определяем

$$Y = \frac{AL_v}{0,9925 \frac{T_1 z}{m}} = \frac{29,5}{0,9925 \frac{286 \cdot 2}{29}} = 1,51.$$

Проведя луч 2 через $Y = 1,51$ и $T_1 = 286^\circ$ абс., находим $\Phi = 1,65$.
Конечная температура процесса сжатия равна

$$T_2 = T_1 \Phi = 286 \cdot 1,65 = 472^\circ \text{ абс.}$$

По номограмме на фиг. 115 определяют величину

$$AL_p = c_p (T_2 - T_1) \text{ по формуле}$$

$$AL_p = AL_v + \frac{1,985}{m} T_1 (1 - \Phi) \text{ ккал/кг,} \quad (342)$$

где Φ имеет то же значение, что и при определении AL_v .

Номограмма на фиг. 116 дает зависимость между температурами конца сжатия T_c , конца видимого сгорания T_z , степенью повышения давления λ в процессе сгорания и коэффициентом избытка воздуха α .

По номограмме можно решать формулу

$$\frac{\xi Q_H}{\alpha L_0} + (1 + \gamma) (mc_{v_0}^T T_c + 1,985 \lambda T_c) = \mu (1 + \gamma) mc_{p_0}^T T_z. \quad (343)$$

для топлива со следующим составом:

$$86,4\% \text{ C; } 12,6\% \text{ H; } 1\% \text{ O } (Q_H = 10\,000 \text{ ккал/кг}).$$

Пример. Из испытаний дизеля известны: $\alpha = 2,07$,

$$T_c = 960^\circ \text{ абс., } \lambda = 1,8; \xi = 0,88 \text{ и } \gamma = 0,03.$$

Определить температуру в конце видимого сгорания T_z .

Решение. По данным T_c и λ находим точку на шкале Y . Проведя луч через полученную точку и известное значение $\alpha = 2,07$ на шкале α , находим температуру конца видимого сгорания на соответствующей шкале при $\xi = 0,88$ и $\gamma = 0,03$. В данном примере $T_z = 1900^\circ$ абс.

Примечание. Если коэффициент выделения тепла $\xi \neq 0,88$ и коэффициент остаточных газов $\gamma \neq 0,03$, то надо подсчитать величину $\frac{\xi}{1 + \gamma}$ и искать T_z на соответствующей шкале.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абианц В. Х., Теория авиационных газовых турбин, Оборонгиз, 1953.
2. Андреевский Н. А., Дизели, Машгиз, 1957.
3. Аражанников Н. С., Мальцев В. Н., Аэродинамика, Оборонгиз, 1956.
4. Генкин К. И., Рабочий процесс и сгорание в двигателях, Сборник «Сгорание в транспортных поршневых двигателях», АН СССР, 1951.
5. Глаголев Н. М., Тепловозы, Трансжелдориздат, 1948.
6. Гриневецкий В. И., Проблема тепловоза и ее значение для России, Издание Теплотехнического института, Москва, 1924.
7. Гриневецкий В. И., Тепловой расчет рабочего процесса (дополнение к книге Гюльднера «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания»), Москва, 1907.
8. Гуревич А. Н., Новый тепловозный дизель 2Д-100, «Техника железных дорог» № 2, 1956.
9. Егорченко В. Ф., Бабичков А. М., Тяговые расчеты, Трансжелдориздат, 1952.
10. Евенко В. И., Филиппов В. В., Процессы впуска и выпуска в паровых машинах, Машгиз, 1955.
11. Жирицкий Г. С., Газовые турбины, Госэнергоиздат, 1948.
12. Кириллов И. И., Газовые турбины и газотурбинные установки, Машгиз, 1956.
13. Кошкин В. К. и Левин Б. Р., Двигатели со свободно движущимися поршнями, Машгиз, 1954.
14. Кулагин И. И., Теория авиационных газотурбинных двигателей, Оборонгиз, 1955.
15. Мазинг Е. К., Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, ОНТИ, 1935.
16. Нигматулин И. Н., Действительные циклы комбинированных двигателей, Труды МВТУ, выпуск 35, Машгиз, 1955.
17. Николаев И. И., Газотурбовозы, Трансжелдориздат, 1955.
18. Орлин А. С., Двухтактные быстроходные двигатели, Машгиз, 1947.
19. Портнов Д. А., Теоретический цикл турбопоршневого двигателя, Научно-исследовательская лаборатория двигателей, Труды № 1, Машгиз, 1955.
20. Уваров В. В., Газовые турбины, ОНТИ, 1935.
21. Уваров В. В., Профилирование длинных лопаток газовых и паровых турбин, Оборонгиз, 1945.
22. Френкель М. И., Методика сравнения самодействующих клапанов по статическим характеристикам, Труды НИИХИММАШ № 18, Машгиз, 1954.
23. Шелест А. Н. и Чернышев И. С., Испытание четырехтактного бескомпрессорного дизеля при переменном режиме работы, «Локомотивостроение» № 9, 1935.
24. Шелест А. Н., Тепловоз с механическим генератором газовых сист. А. Шелеста, «Вестник инженеров» № 7, 1927.

25. Шелест А. Н., Механические генераторы газов для транспорта и промышленности, Машгиз, 1954.
26. Шелест А. Н., Влияние тепловозов на экономику железнодорожного транспорта, «Вестник машиностроения» № 8, 1954.
27. Шелест А. Н., Проблемы экономичных локомотивов, Изд. Тепло-технического института, 1923.
28. Шелест А. Н., Закон теплоемкости, Машгиз, 1946.
29. Шелест А. Н., Тепловозы, Машгиз, 1957.
30. Шелест А. Н., Механический генератор газов сист. А. Шелеста, Бюллетень представительства НКПС за границей № 2, 1926.
31. Шелест А. Н., Экспериментальные тепловозы, Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 13, Машгиз, 1949.
32. Шелест А. Н., Техничко-экономическое обоснование паровозов, электровозов и тепловозов, Локомотивостроение № 1, 1931.
33. Шелест П. А., Некоторые вопросы теплового расчета двигателей внутреннего сгорания, «Вестник машиностроения» № 8, 1952.
34. Шелест П. А., Подъем самодействующего клапана поршневого компрессора, Труды МВТУ, выпуск 9, Машгиз, 1950.
35. Шелест П. А., Наддув четырехтактных дизелей, «Вестник инженеров и техников» № 3, 1946.
36. Шелест П. А., Расчет процесса сгорания в дизелях, Труды МВТУ, выпуск 64, Машгиз, 1955.
37. Шелест П. А., Работа поршневого компрессора при различных режимах, Труды МВТУ, выпуск 29, Машгиз, 1954.
38. Brown I., The free Piston Engine, Diesel Progress, September, 1956.
39. Chung Hua and Brown, Journal of the Aeronautical Sciences, № 3, 1952.
40. Diesel Railway Traction, № 272, 1955.
41. Eichelberg G., Freikolben—Generatoren, Schweizerische Bauzeitung, № 49, November, 1948.
42. Hardy A., Diesel Boiler, Diesel Railway Traction, Oct. 6, 1933.
43. Hammer and Johansson, Transactions of the Institute of Marine Engineers, May, 1:39.
44. Picard F. L., An Experimental Turbo-Diesel Locomotive, Gas and Oil Power, № 507, vol. L, 1955.
45. Schmidt, Verbrennungsmotoren, Berlin, 1955.
46. Serensen E., Gas and Oil Power 1955, vol. 50, № 607.
47. Automobile Engineer, vol. 45, № 2, 1955.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Глава I. Комбинированные турбопоршневые двигатели	5
§ 1. Введение	5
§ 2. Классификация комбинированных установок	11
§ 3. Четырехтактные механические генераторы газов	15
§ 4. Двухтактные механические генераторы газов	20
§ 5. Комбинированные двигатели с высоким наддувом	25
§ 6. Генераторы газов со свободно движущимися поршнями	29
Глава II. Поршневой компрессор для комбинированных двигателей	42
§ 7. Движение автоматического клапана поршневого компрессора	44
§ 8. Построение индикаторной диаграммы компрессора с учетом потерь в клапанах	50
§ 9. Работа поршневого компрессора при различных режимах	55
§ 10. Конструкции автоматических клапанов	65
Глава III. Расчет четырехтактных комбинированных двигателей	71
§ 11. Введение	71
§ 12. Определение среднего индикаторного давления, необходимого для привода компрессора комбинированного двигателя	72
§ 13. Тепловой расчет цилиндра сгорания	77
§ 14. Определение размеров цилиндра сгорания и к. п. д. установки	87
§ 15. Расчет четырехтактного комбинированного двигателя	91
Глава IV. Расчет двухтактных комбинированных двигателей	94
§ 16. Выбор давления генерированных газов	94
§ 17. Определение основных размеров механического генератора газов для получения заданной мощности расширительной машины	110
§ 18. Особенности двухтактных генераторов газа	112
§ 19. Пример расчета	114
Глава V. Турбопоршневые двигатели с высоким наддувом	116
§ 20. Теоретические основы наддува	116
§ 21. Расчет турбопоршневого двигателя	121
§ 22. Сравнение комбинированных установок с двухтактными и четырехтактными камерами сгорания	126
Глава VI. Механические генераторы газов со свободно движущимися поршнями	132
§ 23. Основные схемы генераторов со свободно движущимися поршнями	132
§ 24. Особенности расчета генераторов газа со свободно движущимися поршнями	135
§ 25. Приближенный метод расчета процесса сгорания	140

	Стр.
§ 26. Динамика генераторов газа со свободно движущимися поршнями	149
§ 27. Пример расчета	156
Глава VII. Топливоподающая аппаратура генераторов газа со свободно движущимися поршнями	160
§ 28. Описание конструкции	160
§ 29. Определение основных размеров топливоподающей системы	171
Глава VIII. Переменные режимы работы генераторов газа со свободно движущимися поршнями	173
§ 30. Стабилизатор механического генератора газов со свободно движущимися поршнями	173
§ 31. Построение характеристики работы генератора при переменной длине хода поршня	178
§ 32. Характеристика работы генератора газов со свободно движущимися поршнями при различных давлениях газа перед турбиной	184
Глава IX. Расчет турбины комбинированной установки	190
§ 33. Истечение газа из сопла	190
§ 34. Действие струи газа на рабочие лопатки турбины	193
§ 35. Решетки турбинных профилей	197
§ 36. Расчет турбины комбинированного двигателя	203
Глава X. Расчет тепловых процессов по номограммам	220
Приложение	222
Литература	223

Павел Алексеевич Шелест
КОМБИНИРОВАННЫЕ ТУРБОПОРШНЕВЫЕ
ДВИГАТЕЛИ

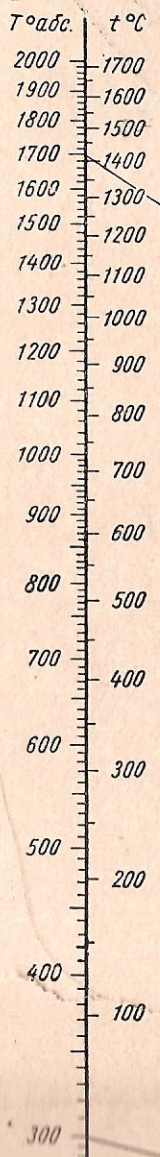
Редактор Л. Н. Данилов

Технический редактор В. Д. Элькинд
Корректор С. С. Жарова
Переплет художника А. В. Петрова

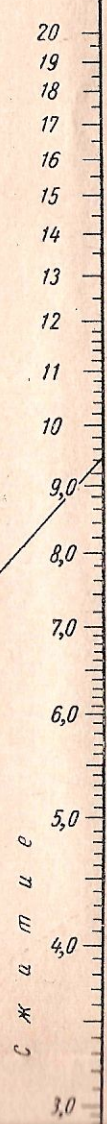
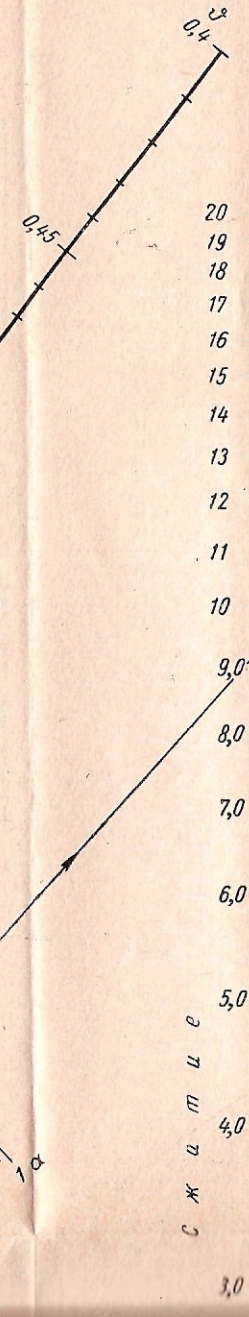
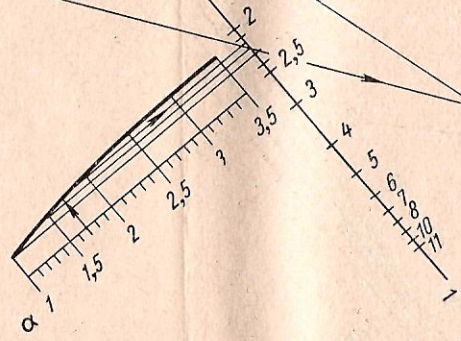
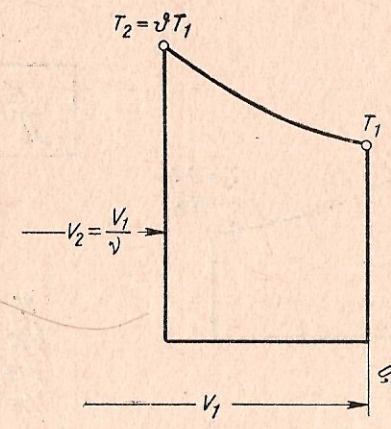
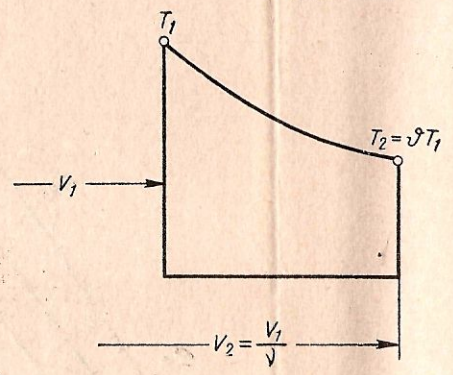
Сдано в набор 16/IV 1958 г. Подп. в печ. 20/VIII 1958 г.
Т-08442. Тираж 4 000 экз. Печ. л. 16,0 (6 вкл.).
Уч.-изд. л. 15,5. Бум. л. 8. Формат 60×92¹/₁₆. Зак. 3/699.

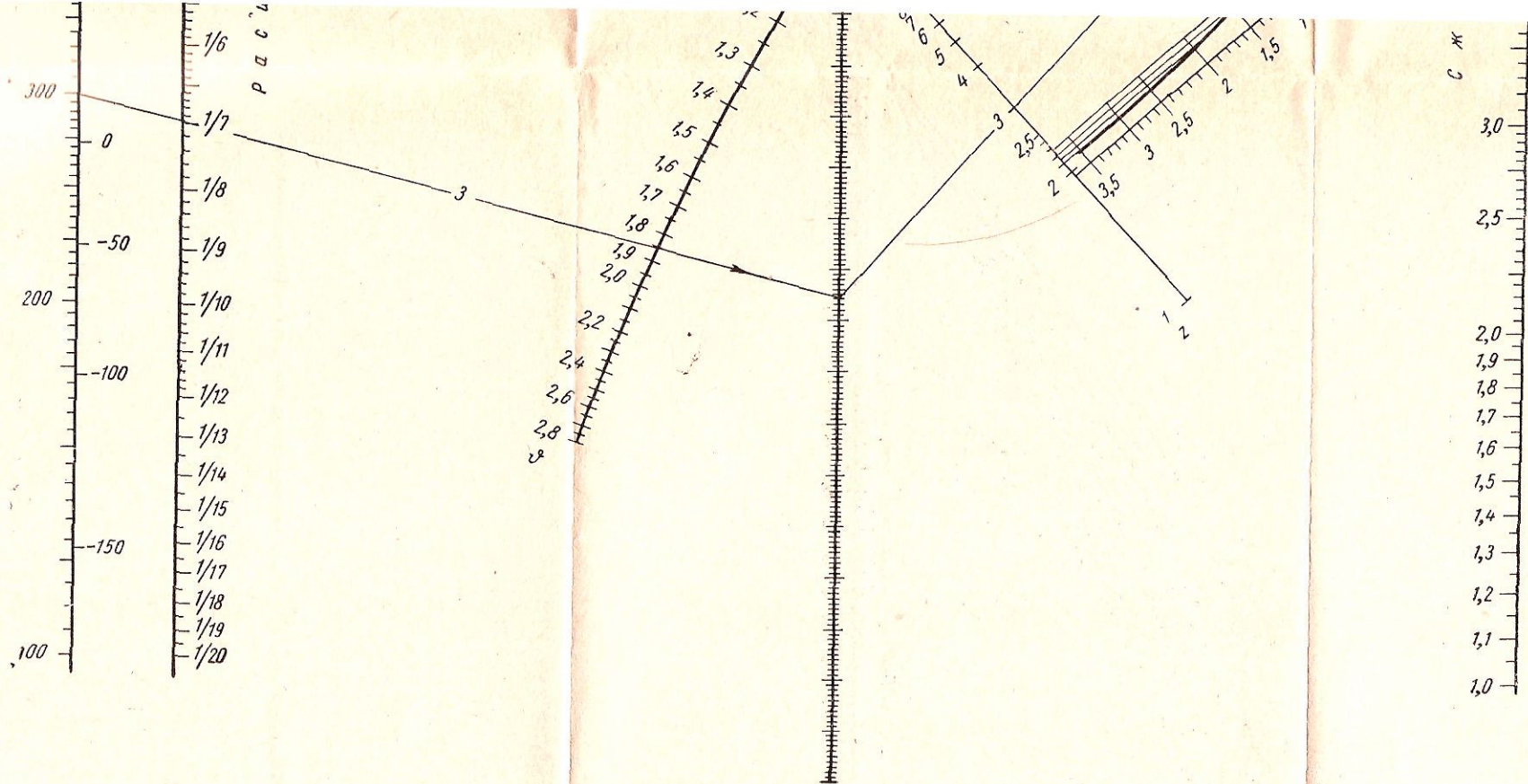
Типография № 3 Углетехиздата. Ленинград,
ул. Салтыкова-Щедрина, 54

$$v^{K-1} = v^{\gamma}$$

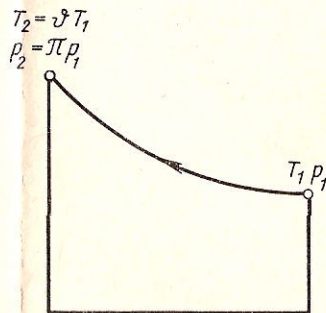
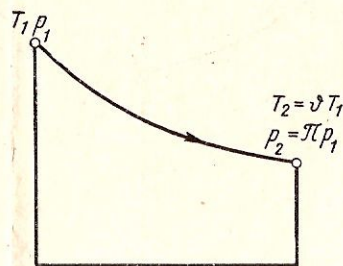
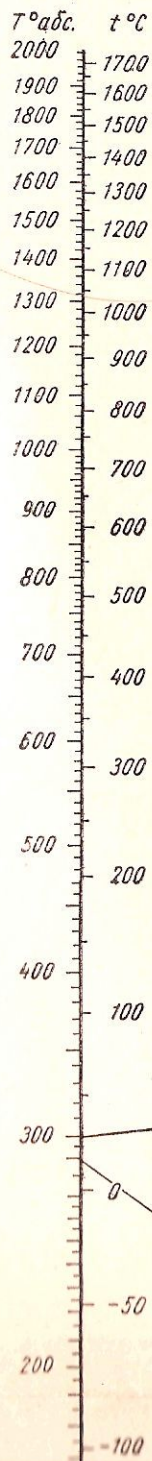


расширение

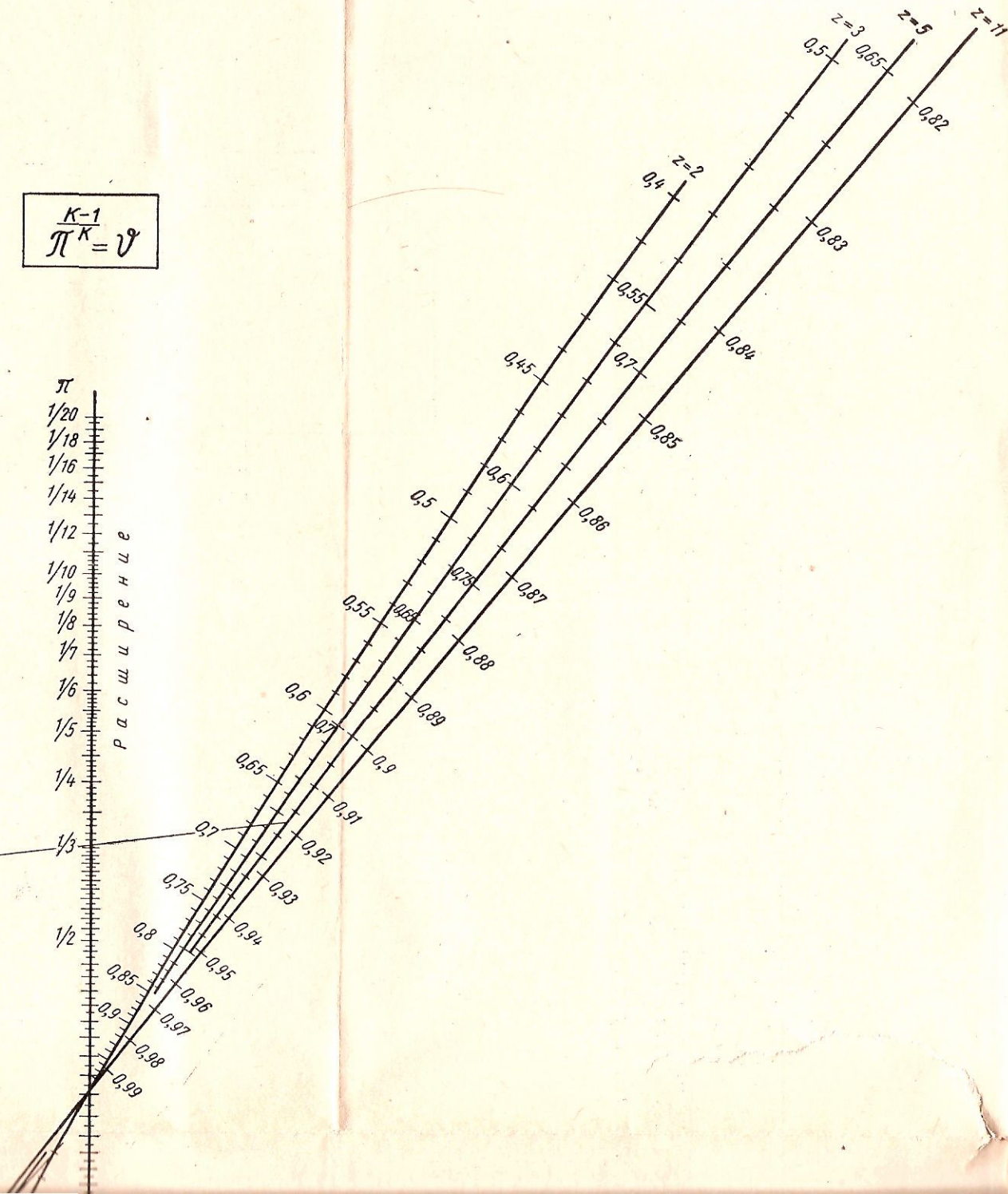
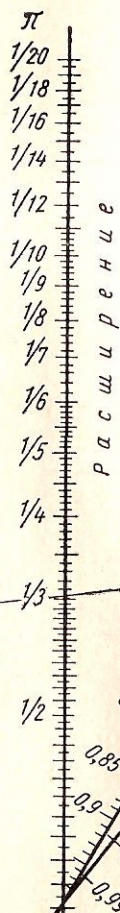


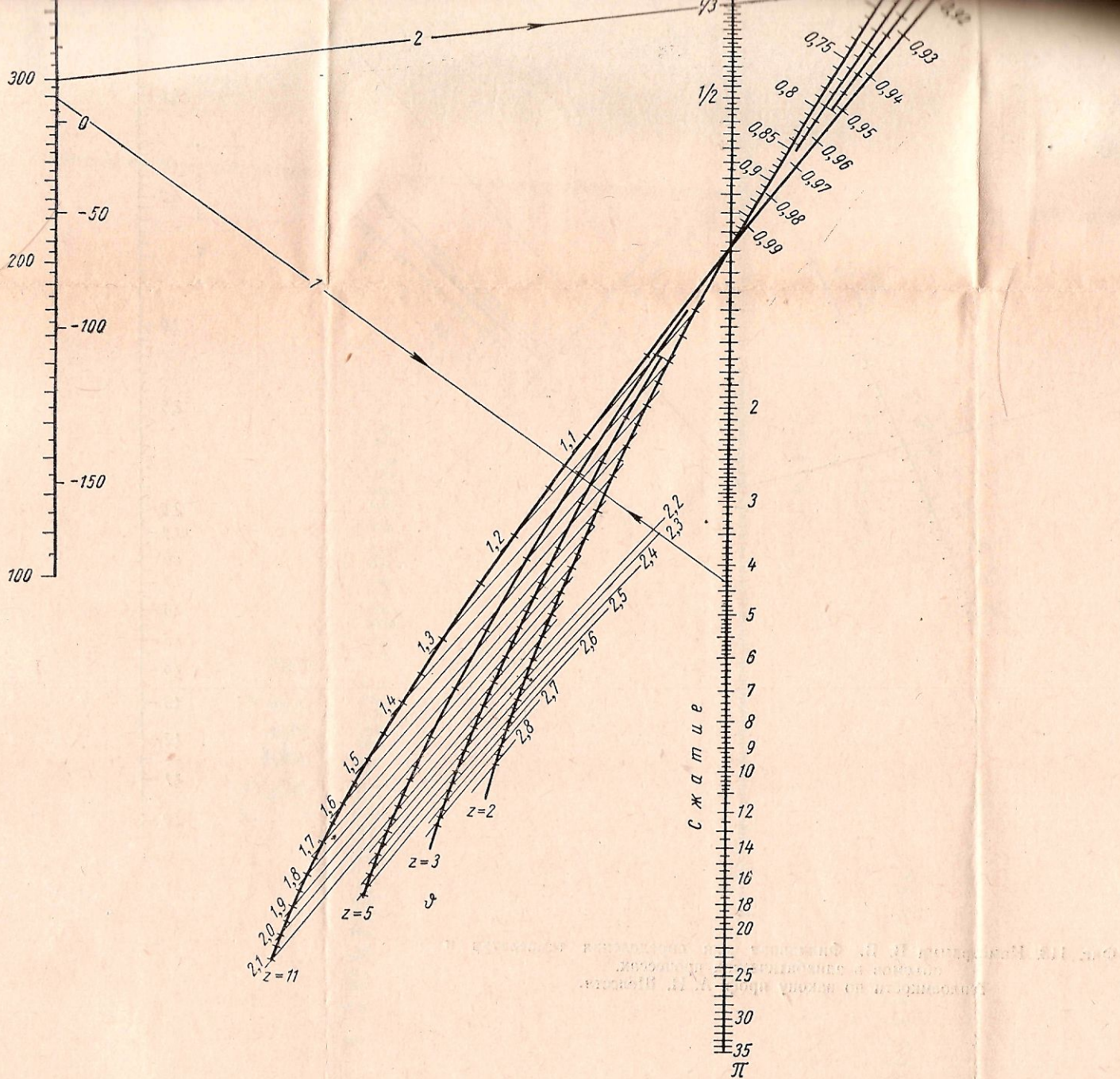


Фиг. 113. Номограмма В. В. Филиппова для определения температур и объемов в адиабатических процессах.
Теплоемкости по закону проф. А. Н. Шелеста.

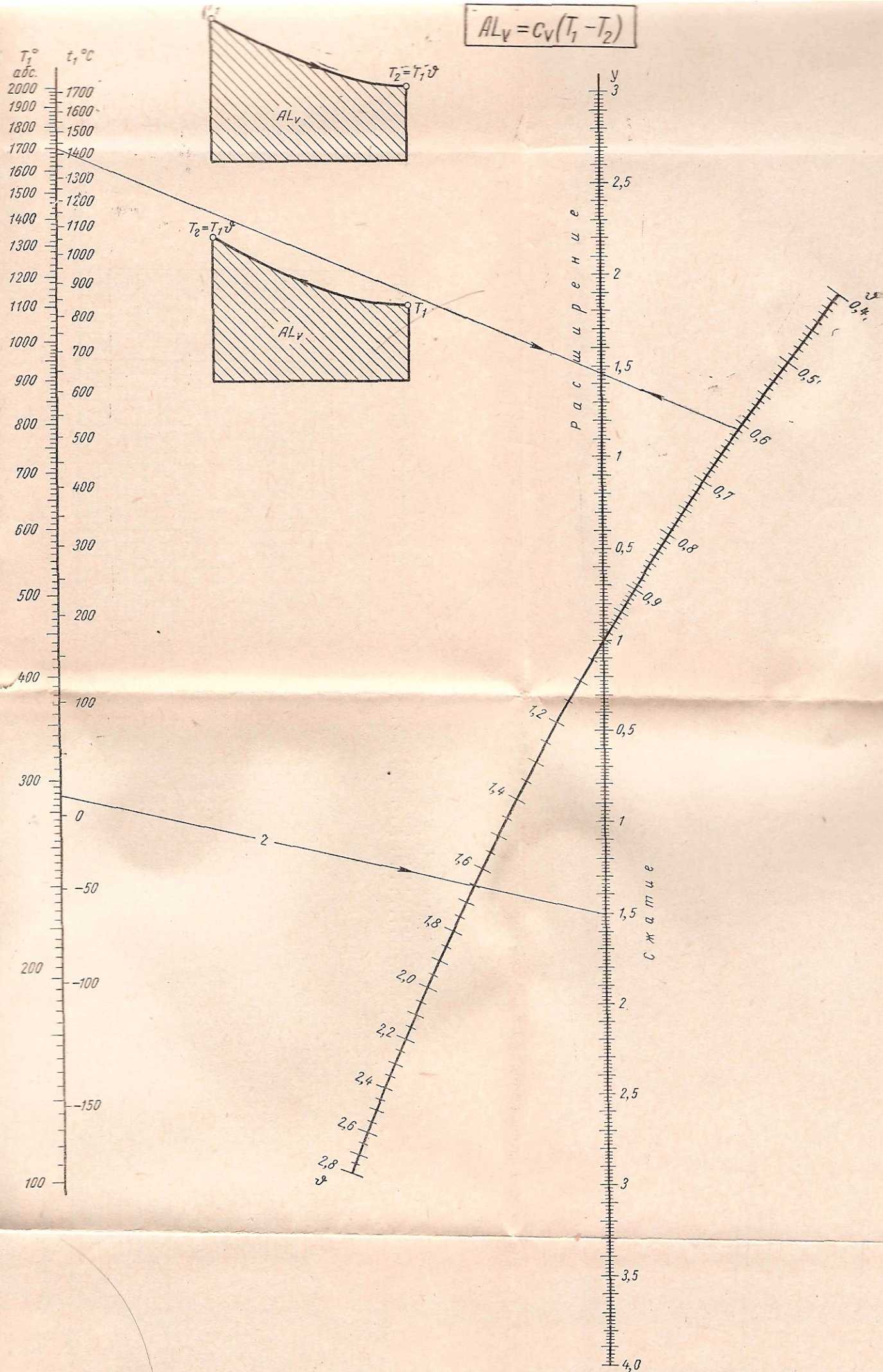


$$\frac{K-1}{\pi^K} = \nu$$

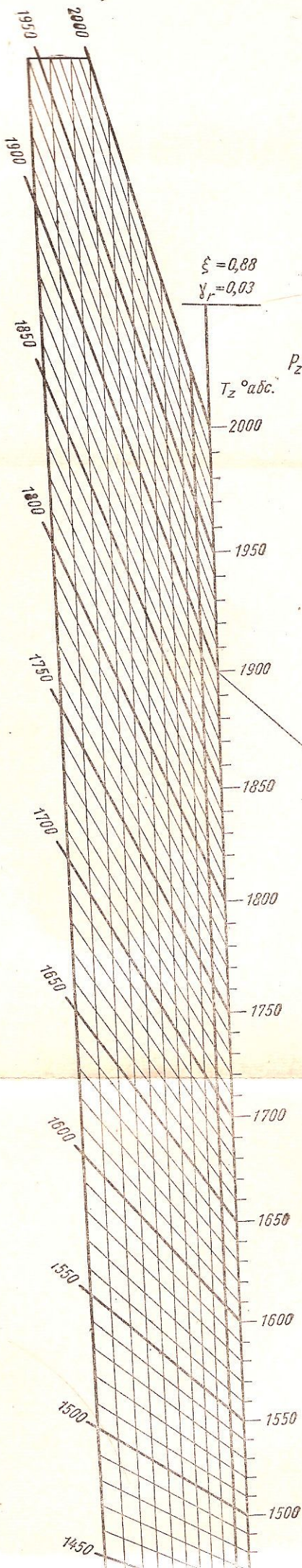




Фиг. 114. Номограмма В. В. Филиппова для определения температур и давлений в адиабатических процессах. Теплоемкости по закону проф. А. Н. Шелеста.

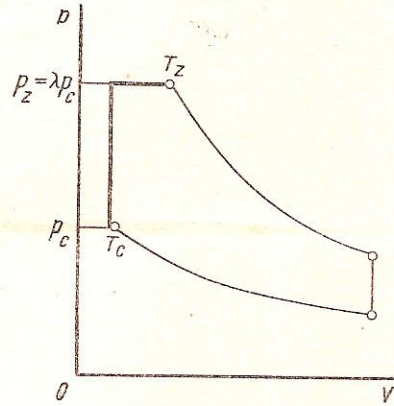


Фиг. 115. Номограмма В. В. Филиппова для определения работы адиабатических процессов. Теплоемкости по закону проф. А. Н. Шелеста.

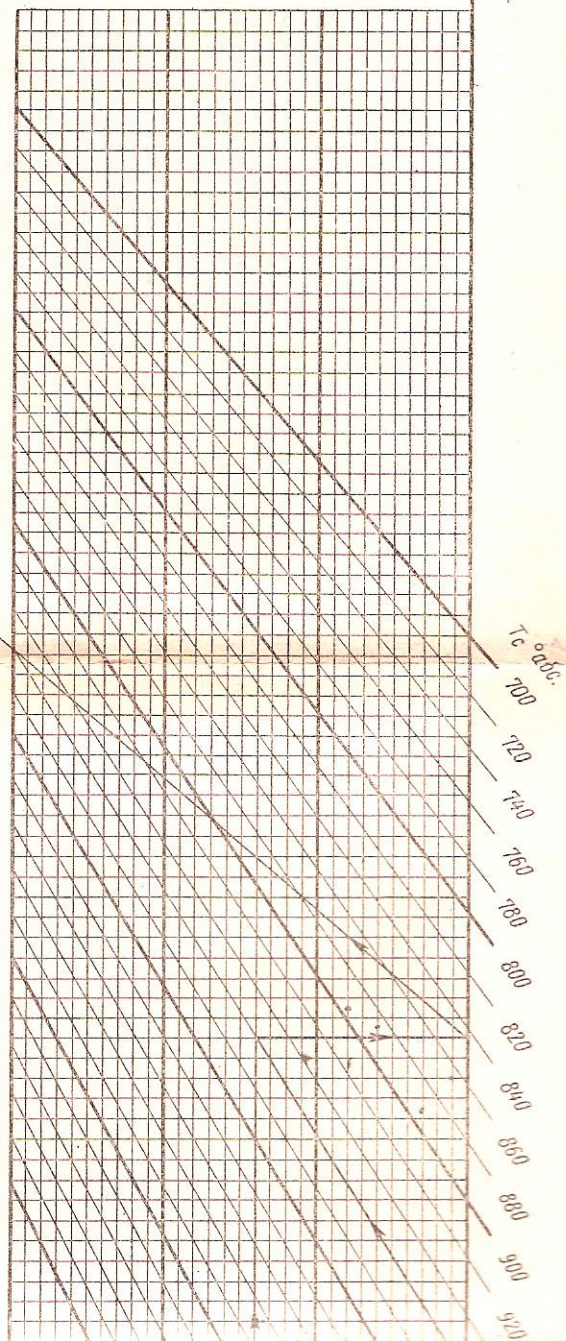
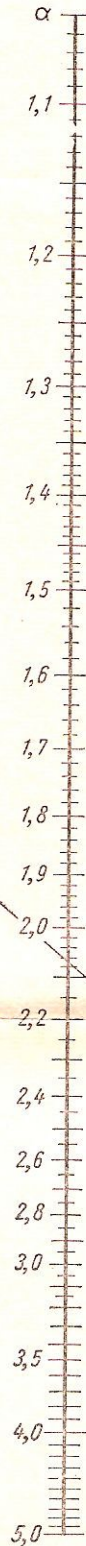


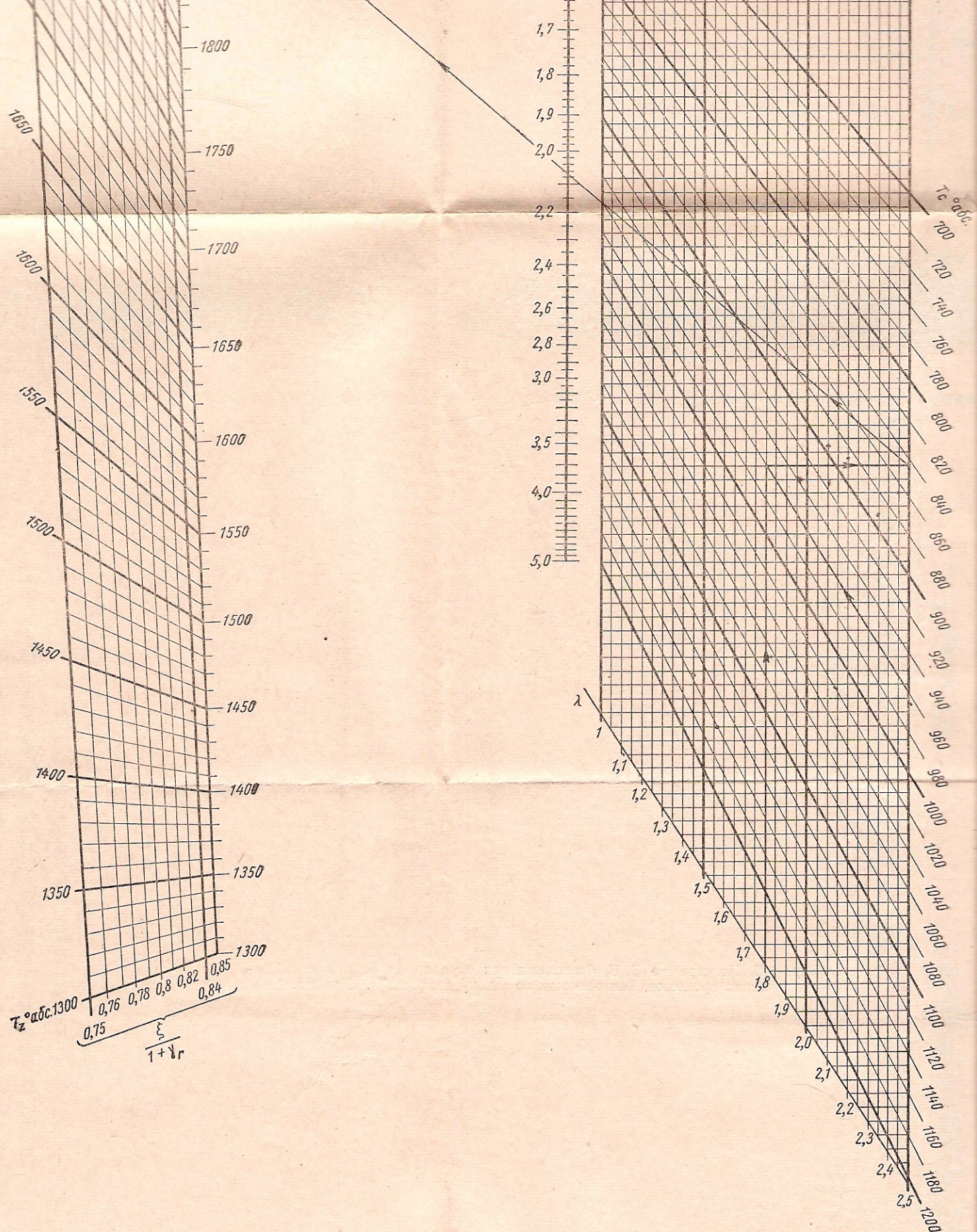
$\xi = 0,88$
 $\gamma_r = 0,03$

T_z °ad.c.

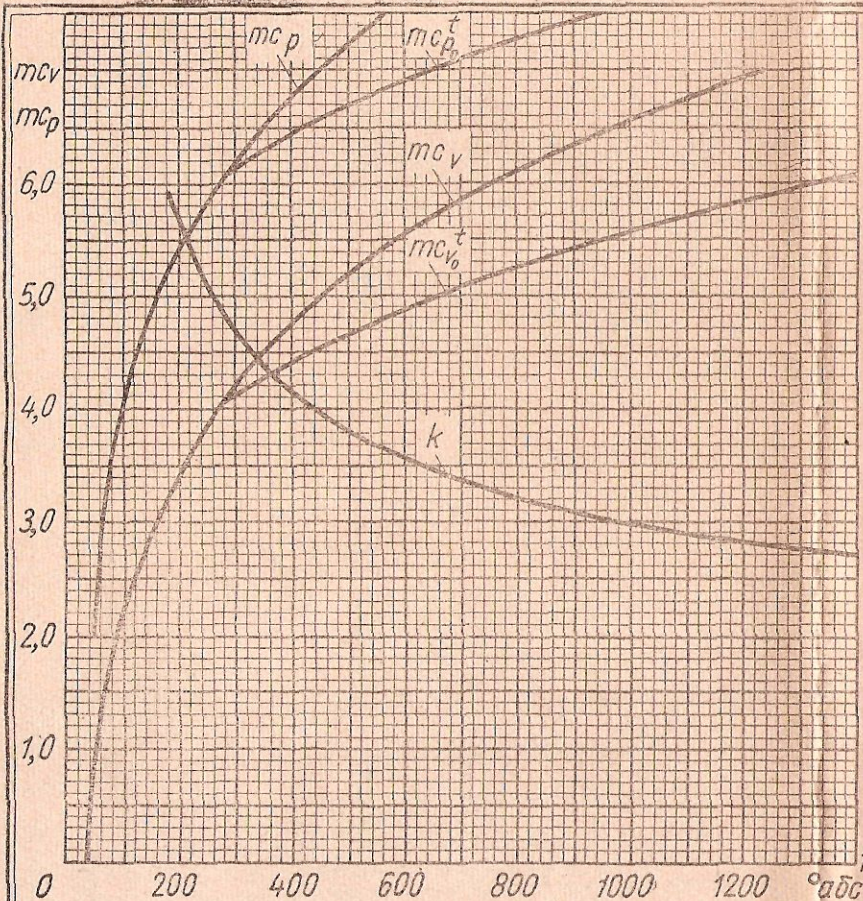


$$\frac{\xi Q_H}{\alpha L_0} + (1 + \gamma_r) m c_{V0}^{T_c} T_c + 1,985 \lambda T_c = \mu (1 + \gamma_r) m c_{p0}^{T_z} T_z$$





Фиг. 116. Номограмма В. В. Филиппова для определения температуры конца видимого сгорания. Теплоемкости по закону проф. А. Н. Шелеста.



$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

1,6

1,5

1,4

1,3

1,2

1,1

1,0

300

250

200

160

140

120

100

80

70

60

50

40

30

25

20

18

16

14

12

10

9

8

7

6

5

Диаграмма TS для 1 моля

двухатомных газов

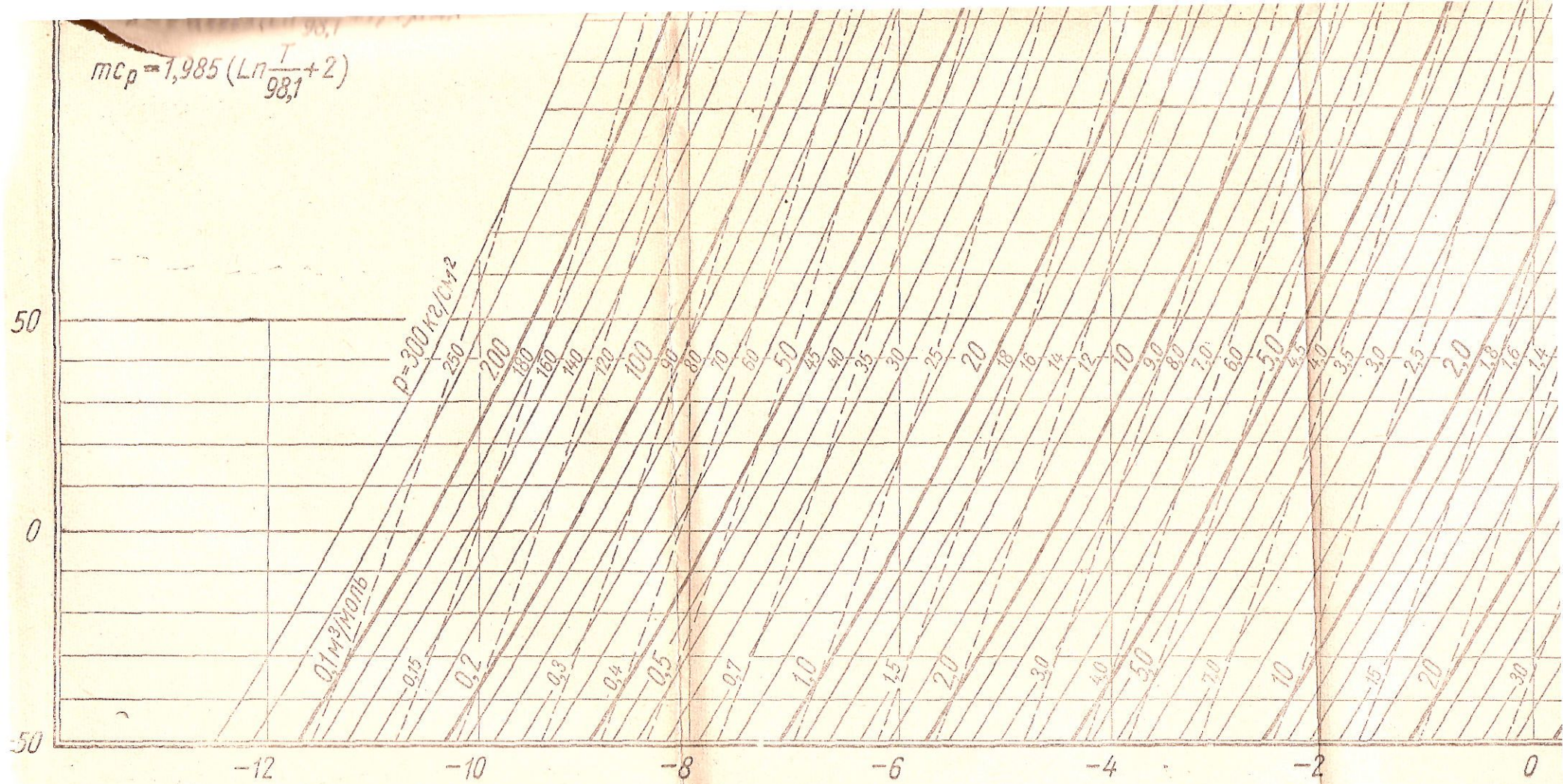
(Теплоемкость по закону А.Н.Шелеста)

$$mc_v = 2 \cdot 0,9925 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 1 \right)$$

$$mc_p = 2 \cdot 0,9925 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 1 \right) + \mu AR$$

$$mc_p = 1,985 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 2 \right)$$

$$mc_p = 1,985 \left(\ln \frac{T}{98,1} + 2 \right)$$



ПРИЛОЖЕНИЕ

