

ПРЕДИСЛОВИЕ

В нашей стране достигнуты значительные успехи в области развития социалистического производства и роста производительности труда. Однако задачи механизации вспомогательных работ и осуществления комплексной механизации производства полностью еще не решены и им должно быть уделено особое внимание.

Одна из значительных трудностей в деле механизации вспомогательных производственных процессов состоит в сложности энергоснабжения простейших механизмов и машин. Для этих целей широко применяется сжатый воздух, позволяющий использовать дешевые, надежные и безопасные механизмы.

Однако получение сжатого воздуха является трудной задачей. Передвижные компрессорные станции с приводом от двигателей внутреннего сгорания — довольно громоздкие, сложные и дорогостоящие агрегаты, расходующие много жидкого топлива.

Тем не менее передвижные компрессорные станции находят широкое применение при механизации вспомогательных работ во всех отраслях промышленности.

Во Франции, Англии и других странах налажено производство компрессоров машин новых типов — дизель-компрессоров со свободно движущимися поршнями, с успехом применяемых в качестве передвижных станций.

Дизель-компрессоры со свободно движущимися поршнями обладают крупными термодинамическими, конструктивными, технологическими и эксплуатационными преимуществами по сравнению с приводными компрессорами. Так, например, затраты на производство сжатого воздуха с помощью дизель-компрессора со свободно движущимися поршнями в 1,5—2,5 раза ниже, чем при использовании компрессора с приводом от двигателя внутреннего сгорания; расход топлива на единицу производительности в 1,5—2 раза меньше; вес и габаритные размеры в 2—3 раза меньше.

Одноцилиндровый двухтактный бесклапанный двигатель СПДК предельно прост и надежен в работе. В СПДК двигатель и компрессор органически объединены в общей конструкции.

Широкое внедрение дизель-компрессоров со свободно движущимися поршнями при механизации вспомогательных трудоемких процессов поможет резко сократить применение ручного труда.

Книга является пособием по конструированию, расчетам и испытаниям дизель-компрессоров со свободно движущимися поршнями (СПДК). Дано краткое описание конструкций и работы серийных и опытных СПДК. Приводятся метод расчета технико-экономической эффективности СПДК. Рассматриваются теоретические основы рабочих процессов компрессоров и двухтактных двигателей внутреннего сгорания с прямой и косвенной продувкой. Даны метод и примеры расчета основных размеров СПДК и рабочих процессов, протекающих в цилиндрах компрессора, буфера, продувочного насоса и двигателя. Приведены методы и примеры динамического расчета СПДК и процесса газообмена в цилиндре его двигателя. Кратко рассмотрены конструкции и способы расчета некоторых основных механизмов и деталей СПДК, а также даны рекомендации по выбору материалов, допусков и посадок. Описаны методы стендовых испытаний СПДК, устройство стенда, основная испытательная и измерительная аппаратура.

Книга рассчитана на конструкторов и испытателей дизель-компрессоров. Она также может быть полезна инженерно-техническим работникам, руководящим эксплуатацией СПДК, и студентам вузов.

1966 г.

Рецензент д-р техн. наук проф. В. К. Кошкин

Редактор инж. С. А. Близнянский

Редакция литературы общетехнической и по транспортному машиностроению
Зав. редакцией инж. В. И. КУБАРЕВ

Компрессорные станции с дизель-компрессорами со свободно движущимися поршнями, так же как и с приводными компрессорами, выпускаются в виде передвижных установок, смонтированных на колесном шасси, чаще всего на автоприцепе. Реже они выпускаются в виде передвижных установок, смонтированных на легких рамах, позволяющих передвигать установки волоком на не большое расстояние. Перемещение таких установок на значительное расстояние осуществляется автомобильным, железнодорожным или другим видом транспорта.

Иногда такие станции выпускают в виде самоходных агрегатов, смонтированных на гусеничном или колесном ходу.

Такие станции находят широкое применение на строительных всех видов, на промышленных предприятиях и в сельском хозяйстве.

В настоящей книге описаны конструкции и изложены методы конструирования и расчета дизель-компрессоров со свободно движущимися поршнями низкого давления производительностью до $15 \text{ м}^3/\text{мин}$. Методы конструирования и расчета основаны на опыте исследования и проектирования дизель-компрессоров со свободно движущимися поршнями Научно-исследовательского института организации и механизации строительства (НИИОМС) Академии строительства и архитектуры СССР, с учетом опыта отечественных заводов и институтов, а также иностранного опыта в области создания дизель-компрессоров и генераторов газа со свободно движущимися поршнями.

Критические замечания по данной книге просим направлять по адресу: Москва И-164, Проспект Мира, 106, Машгиз, Редакция литературы общетехнической и по транспортному машиностроению.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- СПДК — дизель-компрессор со свободно движущимися поршнями
 СПДКС — станция с дизель-компрессором со свободно движущимися поршнями
 СПГТ — генератор газа со свободно движущимися поршнями
 $N_{i\partial}$ — индикаторная мощность двигателя в л. с.
 N_k — индикаторная мощность компрессора в л. с.
 N_e — условная эффективная мощность двигателя СПДК в л. с.
 $L_{i\partial}$ — индикаторная работа газа в цилиндре двигателя за один рабочий цикл в $\text{кг}\cdot\text{м}$
 L_k — индикаторная работа воздуха в цилиндре компрессора за один рабочий цикл в $\text{кг}\cdot\text{м}$
 L_n — индикаторная работа воздуха в цилиндре продувочного насоса за один цикл в $\text{кг}\cdot\text{м}$
 n — число циклов в цилиндре двигателя или компрессора в минуту (число двойных ходов поршневой группы в минуту)
 D — диаметр цилиндра в мм
 S — ход одной поршневой группы в мм
 z — число ступеней сжатия воздуха в компрессоре
 w — средняя скорость поршня в м/сек
 g_1 — удельный индикаторный расход топлива в г/л. с. ч.
 g_e — удельный эффективный расход топлива в г/л. с. ч.
 g_k — удельный расход топлива на 1 $\text{м}^3/\text{мин}$ производительности СПДК, в г/л. с.
 G_T — расход топлива в кг/час
 G_a — расход воздуха двигателем в кг/сек
 m — масса одного поршневого комплекта в кгсек $^2/\text{м}$
 F — площадь поршня в см^2
 f_n — площадь продувочных окон в см^2
 f_a — площадь выпускных окон в см^2
 i — число цилиндров компрессора
 P_0 — давление окружающей среды в атмосфера
 P_a — давление в цилиндре двигателя в начале сжатия в атмосфера
 P_c — давление в цилиндре двигателя в конце сжатия в атмосфера
 P_z — максимальное давление в цилиндре двигателя в атмосфера
 P_a — давление в цилиндре двигателя в конце расширения в атмосфера
 P_r — давление в выпускной системе двигателя в атмосфера
 P_k — давление наддува (давление в ресивере продувочного воздуха) в атмосфера
 P — текущее значение давления газов в цилиндре во время газообмена в атмосфера
 P_4 — среднее давление в цилиндре двигателя за время продувки в атмосфера

c_p — теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$
 γ_v — коэффициент наполнения цилиндров двигателя
 γ — коэффициент остаточных газов
 λ — степень повышения давления в цилиндре двигателя
 ρ — степень предварительного расширения в цилиндре двигателя
 δ — степень последующего расширения в цилиндре двигателя
 ξ_z — коэффициент использования тепла на линии сгорания
 ψ — потерянная доля хода поршня на открытие и закрытие продувочных и выпускных окон
 φ — коэффициент избытка продувочного воздуха
 ζ_d — коэффициент продувки
 η_m — механический к. п. д. СПДК
 η_i — индикаторный к. п. д. двигателя
 η_e — эффективный к. п. д. двигателя
 η_{ad} — адиабатный к. п. д. компрессора
 $\lambda_{vk}, \lambda_{ep}$ — коэффициент всасывания¹
 $\lambda_{vk}, \lambda_{ep}$ — объемный коэффициент¹
 $\lambda_{T_k}, \lambda_{T_n}$ — коэффициент подогрева¹
 $\lambda_{p_k}, \lambda_{p_n}$ — коэффициент давления¹
 λ_k, λ_n — коэффициент производительности¹
 $\lambda_{zk}, \lambda_{zn}$ — коэффициент герметичности¹
 ϵ_{mk} — относительная величина мертвого пространства¹
 τ_k, τ_n — степень повышения давления в цилиндре¹
¹ Для компрессора — с индексом k , для продувочного насоса — с индексом n .

P_i — среднее индикаторное давление в кг/см^2
 P_e — среднее эффективное давление двигателя в кг/см^2
 P_k, P_n — давление в цилиндре компрессора или продувочного насоса в конце всасывания или в начале сжатия в кг/см^2
 P_{zk}, P_{zn} — давление в цилиндре компрессора или продувочного насоса в конце сжатия или в начале нагнетания в кг/см^2
 P_p — давление в ресивере компрессора в кг/см^2
 T — абсолютная температура в $^{\circ}\text{C}$
 $t^{\circ}\text{C}$ — температура по стогоградусной шкале
 T_0 — температура окружающего воздуха
 T_a — температура в цилиндре в начале сжатия
 T_c — температура в цилиндре в конце сжатия
 T_z — температура в цилиндре в конце сгорания
 T_θ — температура в цилиндре в конце расширения
 T_r — температура газов в выпускной системе двигателя
 T_k — температура продувочного воздуха перед входом в двигатель
 V_h — рабочий объем цилиндра, описываемый поршнем в м^3
 V_a — полный объем цилиндра двигателя перед началом сжатия в м^3
 V_c — объем цилиндра двигателя в конце сжатия в м^3
 V_b — объем цилиндра двигателя в конце расширения в момент открытия выпускных окон в м^3
 V_{mk} — объем мертвого пространства компрессора в м^3
 V_{hk} — рабочий объем цилиндра, описываемый поршнем компрессора, в м^3
 V_{hn} — рабочий объем цилиндра, описываемый поршнем продувочного насоса, в м^3
 V_{k6} — рабочий объем цилиндра, описываемый буферным поршнем, в м^3
 V_k — объемная производительность компрессора или продувочного насоса при P_0 и T_0 в $\text{м}^3/\text{мин}$
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха в молях для сгорания 1 кг топлива в моль/кг
 L'_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива в кг/кг
 L_0^* — теоретически необходимое количество воздуха при 15°C и давлении 760 мм рт. ст. для сгорания 1 кг топлива в $\text{м}^3/\text{кг}$
 M — количество продуктов сгорания в моль
 μ_0 — теоретический коэффициент молекулярного изменения
 μ — действительный коэффициент молекулярного изменения
 Q_n — низшая теплотворность жидкого топлива в ккал/кг
 α — коэффициент избытка воздуха для сгорания
 ϵ — действительная степень сжатия двигателя
 ϵ' — условная степень сжатия двигателя
 n_1 — показатель политропы сжатия в двигателе
 n_2 — показатель политропы расширения в двигателе
 n_1 и n_2 — показатели политропы сжатия и расширения в компрессоре и продувочном насосе
 c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$
 c_v — теплоемкость воздуха при постоянном объеме в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$
 c_p — теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$

ГЛАВА I

УСТРОЙСТВО И РАБОТА ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

§ 1. ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ, ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ДИЗЕЛЬ- КОМПРЕССОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ И ИХ ОТЛИЧИТЕЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

В дизель-компрессорах со свободно движущимися поршнями (СПДК) тепловая энергия жидкого топлива преобразуется в энергию сжатого воздуха без вращательного движения механизмов, путем непосредственной передачи мощности от поршней двигателя к поршням компрессора, двигающимся прямолинейно.

Известно, что аналогичное преобразование энергии в приводной компрессорной установке происходит посредством двух видов движения: поступательного движения поршней двигателя и вращательного движения коленчатого вала, которое затем преобразуется в поступательное движение поршней.

В обоих случаях для преобразования поступательного движения во вращательное и наоборот служат шатунно-кривошипные механизмы. При этом для соединения коленчатых валов двигателя и компрессора обычно применяют полужесткие нормально замкнутые или нормально разомкнутые фрикционные муфты.

По способу возврата поршней к в. м. т. различают две основные принципиальные схемы симметричных СПДК (фиг. 1) (симметричными называются такие СПДК, у которых справа и слева от оси симметрии совпадающей с осью форсунок, располагается одинаковое количество компрессорных и буферных цилиндров, соответственно равных размеров).

В СПДК (фиг. 1, а) возвратный ход поршней к в. м. т. совершается под действием энергии сжатого воздуха, заполняющего специально увеличенные мертвые пространства компрессорных полостей 3.

В СПДК в схеме на фиг. 1, б возвратный ход поршней совершается под давлением воздуха, сжатого в буферных полостях 18. Давление воздуха, находящегося в мертвых пространствах компрессорных полостей, не оказывает большого влияния на возвратный ход поршней ввиду малого объема мертвого пространства.

Порядок работы СПДК показан на фиг. 2.

18
17
16
15
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0

Перед пуском СПДК поршневые группы разводят к н. м. т. (фиг. 2, а). В этом положении они удерживаются специальными механизмами. После этого компрессорные цилиндры заполняют сжатым воздухом, получаемым из пускового баллона или от специального воздушного компрессора. При достижении заданного (пускового) давления механизм удерживающий поршни освобождает их. Под давлением воздуха поршни движутся навстречу один другому (фиг. 2, б), перекрывают впускные и выпускные окна в дизельном цилиндре и сжимают заключенный в нем воздух.

Одновременно компрессорные поршни нагнетают воздух в сборник продувочного воздуха, создавая в нем необходимое давление для продувки цилиндра во время следующего хода поршней к н. м. т. При подходе поршней к в. м. т. через форсунку 14 в дизельный цилиндр впрыскивается топливо, которое воспламеняется и сгорает вследствие высокой температуры сжатого воздуха (фиг. 2, в).

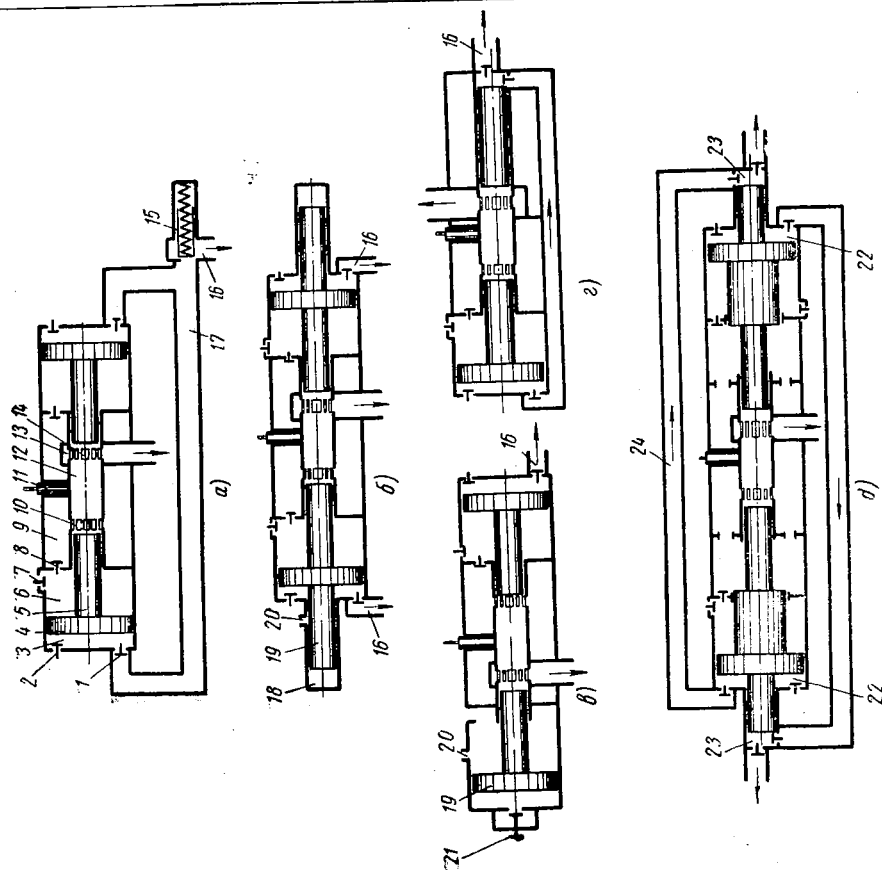
Под давлением продуктов сгорания в дизельном цилиндре поршни двигаются к н. м. т. (фиг. 2, г). При этом компрессорные поршни нагнетают воздух через воздухооборную трубу 21 в ресивер и одновременно засасывают воздух из атмосферы в полости 7 продувочного насоса. Во время движения поршней к н. м. т. в начале один из них открывает выпускные окна 19 (фиг. 2, г), прорезанные в стенках дизельного цилиндра, и выпускает отработавшие газы в атмосферу. Затем другой поршень открывает впускные окна 12, через которые в дизельный цилиндр из сборника устремляется сжатый воздух. Он вытесняет оставшиеся продукты сгорания и заполняет цилиндр; происходит продувка и зарядка свежим воздухом.

После того как поршни придут к н. м. т. (фиг. 2, д), оставшийся в мертвых пространствах полости 5 сжатый воздух снова толкает поршни навстречу один другому (фиг. 2, е) и рабочий процесс повторяется.

В безбуферном СПДК необходимое для возвратного хода поршней давление воздуха в мертвых пространствах обеспечивается с помощью клапана 17 поддержания давления. Клапан 17 закрывает выход воздуха из сборной трубы, если давление в ней становится ниже расчетного.

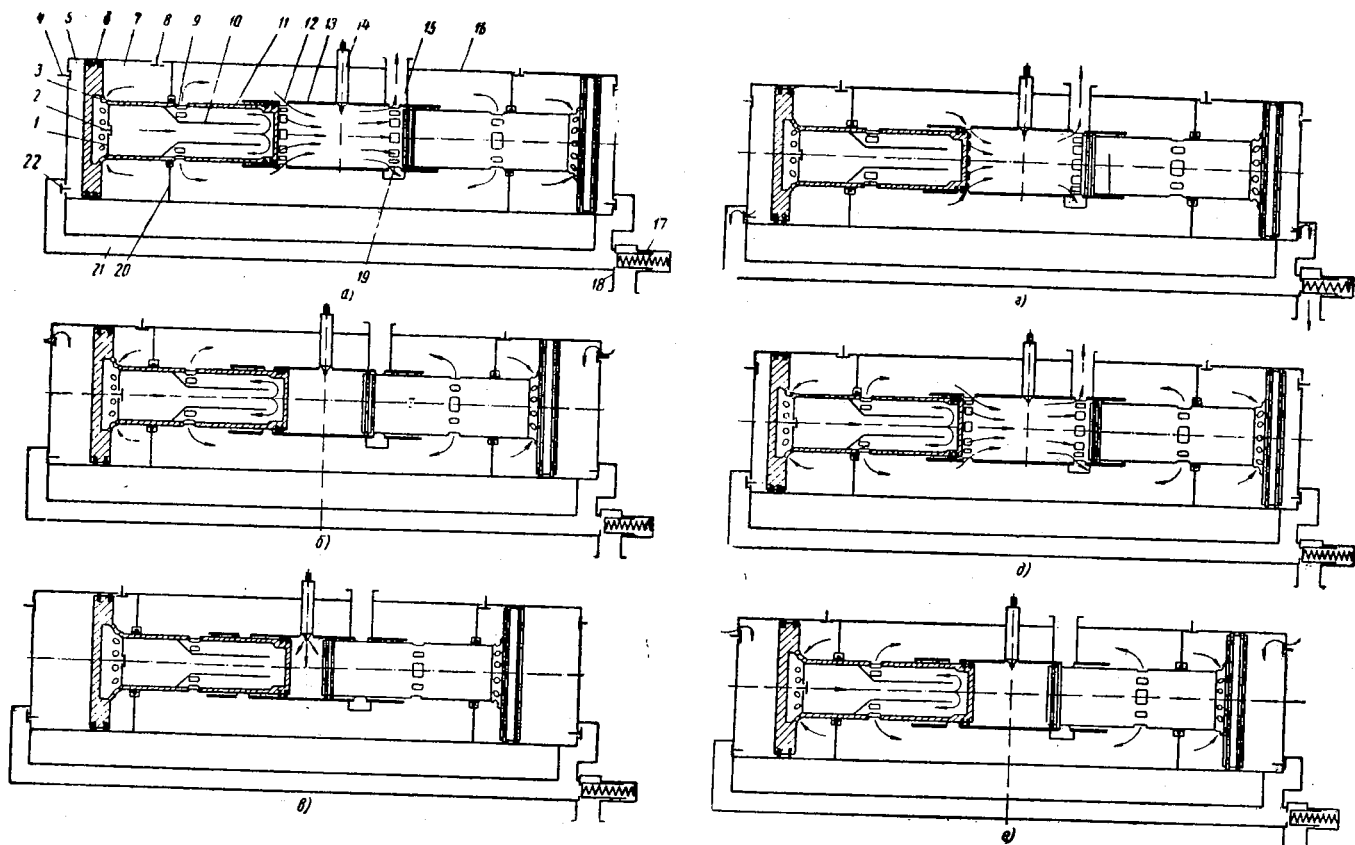
Буферный дизель-компрессор работает так же, как и безбуферный. Отличие состоит только в том, что при пуске СПДК сжатым воздухом наполняют буферные полости 18 (фиг. 1, б) и при дальнейшей работе поршни возвращаются к в. м. т. давлением воздуха, сжимаемого в буферных полостях.

При равных размерах поршней СПДК с буферными цилиндрами обладает большей производительностью, вследствие того что относительная величина мертвого пространства в компрессорных цилиндрах может быть доведена до минимума. Кроме того, нагрузка такого СПДК можно регулировать в более широких пределах. Буфера также дают возможность обеспечить повышение скорости холостности СПДК. Однако наличие буферных цилиндров и поршней значительно усложняет конструкцию, существенно увеличивает



Фиг. 1. Принципиальные схемы СПДК:

а — безбуферный СПДК; б — СПДК с буферными цилиндрами высокого давления; в — несимметричный СПДК с одним буферным цилиндром; г — симметричный СПДК двухступенчатого сжатия; 1 — впускной клапан компрессора; 2 — выпускной клапан компрессора; 3 — полость сжатия; 4 — поршень компрессора и продувочного насоса; 5 — поршень двигателя; 6 — полость продувочного насоса; 7 — впускной клапан продувочного насоса; 8 — выпускной клапан продувочного насоса; 9 — ресивер продувочного воздуха; 10 — впускные окна двигателя; 11 — форсунка; 12 — цилиндр поддержания давления; 13 — трубопровод отработавших газов; 14 — выпускные окна цилиндра; 15 — клапан продувочного воздуха; 16 — поршень буфера; 17 — воздушная труба; 18 — полость буферного цилиндра; 19 — поршень буфера; 20 — окно выравнивающего давления в буферном цилиндре; 21 — вентиль для увеличения мертвого пространства буфера; 22 — полости первой ступени сжатия; 23 — полости второй ступени сжатия; 24 — межступенчатый охладитель.



Фиг. 2. Порядок работы дизель-компрессора ИДК:

а — предпусковое положение поршней; б — пуск; в — рабочий ход; г — выпуск отработавших газов и нагнетание сжатого воздуха в ресивер; д — продувка цилиндра двигателя; е — сжатие воздуха в цилиндре двигателя и всасывание отработавших газов и нагнетание сжатого воздуха в ресивер; ж — продувка цилиндра компрессора; з — сжатие воздуха в цилиндре компрессора; и — выпуск воздуха в ресивер; к — продувка цилиндра компрессора; л — всасывание воздуха в цилиндр компрессора; м — выпуск воздуха в ресивер; н — продувка цилиндра компрессора; о — всасывание воздуха в цилиндр компрессора; п — выпуск воздуха в ресивер; р — продувка цилиндра компрессора; с — всасывание воздуха в цилиндр компрессора; т — выпуск воздуха в ресивер; у — продувка цилиндра компрессора; ф — всасывание воздуха в цилиндр компрессора; х — выпуск воздуха в ресивер; ц — продувка цилиндра компрессора; ч — всасывание воздуха в цилиндр компрессора; ш — выпуск воздуха в ресивер; щ — продувка цилиндра компрессора; 1 — плита выпускных клапанов; 2 — выпускной клапан продувочного насоса; 3 — клапан для входа продувочного воздуха в поршень; 4 — выпускной клапан продувочного насоса; 5 — полость компрессора; 6 — поршень компрессора и продувочного насоса; 7 — полость продувочного насоса; 8 — выпускной клапан продувочного насоса; 9 — окна для выхода продувочного воздуха; 10 — направляющая труба; 11 — поршень двигателя; 12 — выпускные окна; 13 — цилиндр двигателя; 14 — форсунка; 15 — трубопровод отработавших газов; 16 — корпус дизель-компрессора; 17 — клапан поддержания давления; 18 — патрубок к ресиверу; 19 — соединительная труба; 20 — раздельная плита; 21 — воздухоотводная труба; 22 — выпускной клапан компрессора.

длину и вес СПДК. Безбуферные конструкции СПДК равной производительности отличаются от буферных простотой и меньшей стоимостью изготовления.

СПДК с воздушными буферами обычно строят для получения сжатого воздуха небольшого давления (5—7 атм) с одной ступенью сжатия. Буферная схема при многоступенчатом сжатии не приемлема, вследствие того что установка получается громоздкой и тяжелой. В этом случае несравненно лучшие результаты получаются при применении безбуферной схемы.

На фиг. 1, а представлена простейшая схема симметричного СПДК одноступенчатого сжатия с компрессорными поршнями двойного действия.

Существуют конструкции, выполненные по другим схемам, показанные на фиг. 1, б—д: несимметричные, с многоступенчатым сжатием воздуха, с компрессорными поршнями одинарного действия, с буферными полостями, работающие на различных сортах жидкого топлива — от бензина до мазута и газобразного топлива. Аналогичными СПДК являются свободнопоршневые генераторы газа, используемые в комбинированных силовых установках [15]. В отличие от СПДК в СПГТ весь воздух, сжимаемый в компрессорных цилиндрах, поступает в дизельный цилиндр и СПГТ производит лишь газ, представляющий собой смесь продуктов сгорания с воздухом, имеющий заданную температуру и давление и используемый в рабочем двигателе, обычно в газовой турбине.

Независимо от конструктивной схемы все СПДК существенно отличаются от приводных компрессоров.

Непосредственная передача энергии от поршня двигателя к поршню компрессора обуславливает ряд термодинамических, механических, конструктивных, технологических, экономических и эксплуатационных положительных особенностей СПДК.

Для возможности работы по схеме СПДК может быть использован только двухтактный рабочий процесс; при этом наиболее целесообразно применять бесклапанную шестерню прямоходную продувку, которая является наилучшей по удельным показателям.

Переменная величина хода поршней, зависящая от нагрузки, обуславливает и переменную величину степени сжатия в цилиндре двигателя. Наиболее целесообразным является рабочий процесс с возмещением от сжатия, как наиболее экономичный в широком диапазоне изменения степени сжатия. Пусковые качества двигателя можно резко улучшить по сравнению с кривошипными ДВС, значительно увеличивая степень сжатия пускового цикла. Степень сжатия легко регулировать в зависимости от окружающих температурных условий изменением давления пускового воздуха.

При рабочем процессе с искровым возмещением и карбюраторным топливом усложняется процесс продувки и зарядки цилиндра двигателя, резко снижается топливная экономичность и возникает взрыво- и пожароопасность.

Рабочий процесс с искровым возмещением и впрыском высокооктанового бензина в цилиндр двигателя может представлять

комбинированной установки поршневого компрессора с дизелем автотракторного типа эффективный к. п. д. обычно не превышает величины 0,25. Более конкретный показатель эффективности — удельный расход топлива на 1 м³ вырабатываемого сжатого воздуха, приведенного к нормальным атмосферным условиям, у СПДК в 1,5—2 раза ниже, чем у близкой к нему по характеристике комбинированной установки. Примерно во столько же раз у СПДК меньше удельный вес (вес приходящийся на 1 м³ вырабатываемого сжатого воздуха).

В несколько раз меньше трудоемкость в процессе производства и соответственно меньше площади цехов, занятых производством СПДК.

В процессе эксплуатации замена комбинированной компрессорной установки равным по производительности СПДК резко снижает годовую расход топлива и смазочных масел, расход на ремонт и обслуживание и в целом снижает стоимость сжатого воздуха в 1,5—2 раза.

Быстроходность большинства выпускаемых в настоящее время СПДК невысока. Как правило, число двойных ходов поршней (число циклов) не превышает 1000 в минуту и, следовательно, размеры, возможность уменьшения удельного веса и габаритных размеров, использована не полностью.

Существовало необоснованное представление о том, что отношение длины хода поршня дизеля к его диаметру ($\frac{S}{D}$) должно быть близким к 2. Считалось, что при этом обеспечивается хорошее регулирование производительности и хорошее протекание рабочего процесса в цилиндре двигателя по той причине, что при частичных нагрузках, когда уменьшается длина хода поршней, время — сечение выпускных и продувочных окон остается достаточным для продувки и наполнения цилиндра.

Вследствие больших значений отношения $\frac{S}{D}$ вес поршневых комплектов получается большим, а число циклов соответственно малым.

Кроме того, увеличение числа циклов зависит от надежности работы самодельствующих компрессорных клапанов.

Накопленный за последние годы богатый опыт создания короткоходных четырехтактных и двухтактных двигателей быстрого хода, а также значительный опыт повышения быстроходности приводных поршневых компрессоров позволил пересмотреть указанные положения, препятствовавшие увеличению числа циклов СПДК.

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте организации и механизации строительства (ВНИОМС) под руководством автора была разработана конструкция и в ноябре 1955 г. начаты испытания опытных образцов СПДК марки 1ДК, у которых впервые было осуществлено в двигателе отношение $\frac{S}{D} = 1$ и применены полусовые самодельствующие клапаны.

интерес ввиду снижения тепловой и механической напряженности двигателя в результате уменьшения наибольшей расчетной величины степени сжатия до 10—12. При этом пределы регулирования давления сжатого воздуха, вырабатываемого безбуферным компрессором, могут быть значительно расширены в сторону малых величин, так как при малых степенях сжатия, соответствующих малым давлениям воздуха в мертвых пространствах, воспламенение топливно-воздушной смеси всегда надежно обеспечивается искровым зажиганием.

Двухтактный рабочий процесс с воспламенением от сжатия или от искры в сочетании с наиболее совершенным типом прямойной шелевой продувки при встречно движущихся поршнях обеспечивает высокие удельные эффективные и экономические показатели.

В СПДК отсутствуют колеччатые валы с подшипниками, шатуны, маховики и соединительные муфты, механизмы принудительного газораспределения и уравновешивания сил инерции и ряд других деталей, характерных для комбинированной установки многоцилиндрового компрессора с многоцилиндровым четырехтактным (или двухтактным с клапано-щелевым газораспределением типа ЯАЗ-204) двигателем внутреннего сгорания.

Простота конструкции обеспечивает значительное снижение стоимости машины в производстве, получение более высокого механического и общего эффективного к. п. д. по сравнению с приводными компрессорами, резкое сокращение номенклатуры и количества производственного оборудования и занятой под ним производственной площади. Кроме того, в результате применения СПДК высвобождается большое количество дефицитных двигателей внутреннего сгорания, необходимых для производства приводных компрессоров.

В СПДК осуществлено полное динамическое равновесие газовых сил и сил инерции движущихся поршневых групп посредством уравновешивания левого и правого комплекта движущихся частей.

Благодаря этому качеству двигатель СПДК можно выполнять с любым числом цилиндров и располагать в пространстве в любом положении.

При работе СПДК не возникает вибрация, поэтому для установки их на любой машине или в стационарных условиях не требуется массивной рамы или фундамента.

В конструктивном и технологическом отношении одноцилиндровый двигатель предельно прост. При проектировании такого двигателя нет необходимости заботиться о равномерной нагрузке цилиндров, равномерной подаче топлива к цилиндрам, равномерном охлаждении цилиндров и ряде других вопросов, обычно возникающих при конструировании, изготовлении и эксплуатации многоцилиндровых двигателей.

Вследствие перечисленных главных принципиальных особенностей эффективный к. п. д. СПДК имеет высокое значение (0,40—0,45, в зависимости от качества конструктивного выполнения). Для

В результате число циклов было доведено до 2500 в минуту. Пределы регулирования по производительности, давлению и числу циклов оказались не меньшими, чем у длинноходовых СПДК.

Через полгода после начала испытаний дизель-компрессора 1ДК в иностранной технической литературе появились сообщения [35]

о близком по размерам цилиндров СПГТ $\left(\frac{S}{D} = 1,25; n = 2400 \text{ цикл/мин}\right)$ для легкового автомобиля, изготовленном и

испытанном американской фирмой Джeneral Motors. Затем было сообщено [36] о другом автомобильном СПГТ, изготовленном американской фирмой Форд, развивающем до 3600 циклов в минуту.

Эти опыты, проведенные в 1956 г., доказали возможность значительного увеличения быстроходности СПДК и СПГТ, а следовательно, уменьшение удельных габаритных размеров и удельного веса машин.

Наиболее существенные трудности при создании и отработке конструкции СПДК возникают из-за высокой тепловой напряженности поршней, поршневых колец и гильзы дизельного цилиндра, объясняющейся двухтактным рабочим процессом, наддувом и малой охлаждаемой поверхностью камеры сгорания, образованной двумя днищами поршней и кольцевым поясом стенки гильзы цилиндра. При увеличении числа циклов в минуту и уменьшении отношения $\frac{S}{D}$ тепловая напряженность этих деталей возрастает.

У СПГТ тепловая напряженность еще больше из-за высокой степени наддува.

При высоких степенях сжатия и наддува рабочий процесс протекает при больших значениях максимального давления цикла P_z , как правило, превышающих 100—120 кг/см², соответственно больших значений достигает и максимальная температура цикла T_z .

В связи с этим предъявляются повышенные требования к конструктивной и технологической обработке перечисленных деталей, к качеству применяемых материалов, их прочности и жаростойкости, к методам смазки и смазочному маслу. Радиальным способом уменьшения теплового перенапряжения является принудительное внутреннее охлаждение дизельных поршней.

Известные трудности возникают при конструировании замкнутой системы охлаждения СПДК, так как в нем отсутствуют детали, совершающие непрерывное вращательное движение и осуществлять простой механический привод водяного насоса и вентилятора затруднительно.

Пусковые механизмы СПДК также еще недостаточно хорошо отработаны. Наиболее просто происходит пуск сжатым воздухом, получаемым из баллонов. Однако не всегда возможно организовать своевременное наполнение баллонов сжатым воздухом. Поэтому для передвижных компрессорных установок и станций с СПДК требуются специальные пусковые компрессоры малой мощности с при-

водом от легких простейших двигателей внутреннего сгорания типа тракторных пусковых двигателей.

Существуют и пружинные пусковые механизмы, зарекомендовавшие себя в эксплуатации, однако их устройство достаточно сложно и сопряжено с значительной затратой человеческой энергии для сжатия пружин.

СПДК и СПГТ после многих лет подготовительной работы, проводившейся в разных странах, в настоящее время начинают широко использоваться в различных отраслях техники. Развитию конструкций СПДК и СПГТ способствует богатейший многолетний опыт производства и эксплуатации дизелей с противоположно движущимися поршнями различных типов — автомобильных, авиационных, тепловозных и стационарных.

В 1922—1923 гг. советский инженер Е. Е. Лоптевич впервые разработал конструкцию СПГТ для железнодорожного и водного транспорта. В 1924 г. была опубликована его монография по этому вопросу [18].

В 1937 г. на московском заводе «Компрессор» был изготовлен опытный образец стационарного СПДК [31].

В настоящее время ряд заводов занимается серийным производством различных образцов СПДК и СПГТ.

Одной из первых работ по теоретическому исследованию компрессорных машин со свободно движущимися поршнями была работа С. Е. Лебедева [16]. В дальнейшем различные схемы СПДК и СПГТ были рассмотрены во многих работах советских инженеров и научных работников.

Крупные работы в области создания конструкций СПДК и СПГТ выполнены во Франции под руководством Р. П. Пеккара, в частности, фирма С.Е.М.Е. по проектам Пеккара выпускает в течение многих лет передвижные СПДКС. Во Франции создано много установок с СПГТ для электростанций, водоканалов, железнодорожного, водного и автомобильного транспорта [38].

Английская фирма Алан Мунтц приобрела лицензию на право производства передвижных СПДКС и ряда СПГТ у Пеккара и фирмы С.Е.М.Е. и с 1939 г. осуществляет их серийное производство, разрабатывая также и собственные конструкции.

На основе фирмы Алан Мунтц, создана новая специализированная компания — Фри пистон энжинс, разрабатывающая и осуществляющая широкую программу освоения производства ряда различных по мощности и назначению СПДК и СПГТ.

Одна из крупнейших американских фирм Джeneral Motors в 1954 г. приобрела право на производство всех типов СПГТ и СПДК, разработанных совместно с Пеккара фирмами S.E.M.E., S.J.G.M.A. и Алан Мунтц. В новом научном центре Джeneral Motors ведутся крупные работы по созданию и научному исследованию новых конструкций.

Фирма Форд (США) также создала быстроходный СПГТ мощностью до 150 л. с., который был установлен совместно с газовой турбиной на сельскохозяйственном тракторе.

Немецкой фирмой Юнкерс во время второй мировой войны было организованно крупносерийное производство нескольких типов СПДК, успешно использованных в военно-морском (особенно подводном) флоте, в инженерных войсках и при обслуживании аэродромов.

После семи лет работы над конструкцией фирма Фрайфуткомпрессоренбу в Дюссельдорфе (ФРГ) с 1955 г. приступила к выпуску передвижной СПДКС с воздушным охлаждением цилиндров, спроектированной по оригинальной конструктивной схеме [37].

Основные характеристики описываемых ниже СПДК и СПДКС приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Характеристики СПДК

Показатели	Марка СПДК				
	1ДК	2СК	КС10	ДК-2	Примореч-М
Производительность в л/мин	3	12	10	1,73	6
Наибольшее давление сжатого воздуха в атм	7	9	7	230	6
Наибольший расход топлива в кг/час	6	16,4	18	8,8	9,5
Удельный расход топлива в г/л/л/л	—	24	23	—	—
Количество цилиндров:					
двигателя	1	1	1	1	1
компрессорных	2	2	2	1	1
компрессорных	—	2	2	1	—
буферных	—	—	—	—	1
Диаметр цилиндров в мм :					
двигателя	90	180	200	115	130
компрессорных	210	385	435	210	300
ступени	—	200	164	105	—
компрессорных	—	—	—	—	260
буферных	90	340	440	218—220	210
Длина хода одного поршня в мм	1,0	1,89	2,2	1,9	1,62
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	—	—	—	—	—
Рабочий объем цилиндров в л	1,14	17,3	—	2,38	5,56
двигателя (полный)	6,23	57,2	—	—	14,85
компрессорных	—	21,0	—	—	11,15
ступени	—	—	—	—	68
буферных	40	108	—	64	900
Номинальная индикаторная мощность двигателя в л.с.	2000	420	480	910	1100*
Номинальное число циклов в минуту	13,5	—	—	—	17
Степень сжатия	—	15,0	13	24	—
номинальная	—	3000	2000	635***	—
действительная	1065	4530	3420	2630	—
Сухо́й вес в кг	575	1050	975	890	—
Габаритные размеры в мм :					
длина	624	1020	1629	860	—
ширина	—	—	—	—	—
высота	—	—	—	—	—

Примечания: Расход топлива при давлении в ресивере 6 атм для установки 2СК составляет 15,7 кг/час, для установки Р42 — 4 кг/час. Длина хода одного поршня для установки Р42 при полной нагрузке составляет 162 мм, при холостом ходе 140 мм.

* При холостом ходе 1130 л/мин .

** Для компрессора 1ДК с жидкостным охлаждением.

*** Без глушителя, рамы и выпускной трубы.

§ 2. КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ С БЕЗБУФЕРНЫМИ

ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРАМИ

Безбуферная схема СПДК позволяет осуществить компрессор с необходимым количеством ступеней сжатия воздуха. При рациональной конструкции, вес и габариты СПДК даже с одноступенчатой схемой сжатия могут быть не ниже чем при буферной схеме. А при многоступенчатом сжатии воздуха буферная схема не позволяет получить весовые и габаритные показатели, близкие к показателям безбуферных СПДК.

Станция 1ПС

СПДК с одноступенчатым сжатием воздуха являются простейшими по конструкции и термодинамике.

На фиг. 3 и 4 показан внешний вид передвижной СПДКС — модели 1ПС, смонтированной на шасси стандартного автомобильного прицепа ГАЗ-704А, рассчитанной на буксировку автомобилем ГАЗ-69 со скоростью до 80 км/час.

Таблица 2

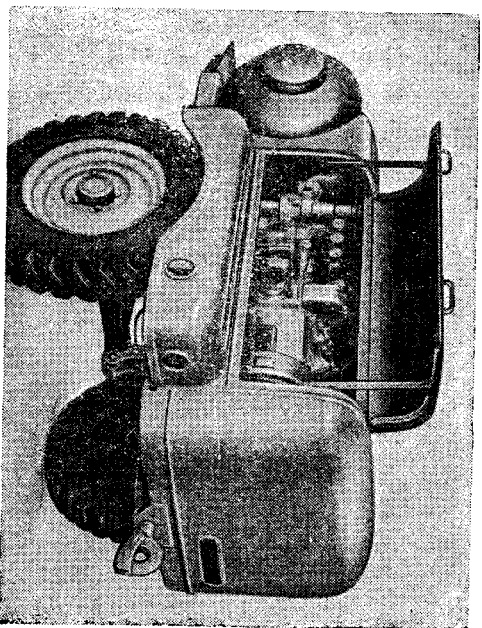
Характеристики СПДКС

Показатели	Марка СПДКС			
	1 ПС	2 ПС	Примореч-М	Р42
Количество осей	1	2	1	1
колес	2	4	2	2
Ширина колеи в мм	1440	1950	1580	—
Размер шин	6,50—16	12,00—20	34×7	—
Давление воздуха в шинах в атм	2	4,25	5	—
Габаритные размеры в мм :				
длина	2700	5615	2900	3048
ширина	1650	2400	1850	—
высота	1750	2250	2180	1676
Колесная база в мм	—	3000	—	—
Сухо́й вес в кг	815	5500	2100	1684*
Емкость в л :				
системы охлаждения	12	—	36	31,8
топливного бака	55	100	72	63,6
системы смазки	2	—	22	10,2
ресиверов	250	2×250	72	25,2
пневматических баллонов	16	120	10	—
Количество присоединительных вентилей	6	12	3	—

* Сухо́й вес облегченной модели 1374 кг.

На платформе одноосного автоприцепа, вдоль его главной оси, установлен СПДК марки 1ДК. Там же расположен радиатор (от автомобиля М-20) системы жидкостного охлаждения дизель-

компрессора с эжектором, работающим от выпускных газов. Эжектор создает поток воздуха, необходимый для охлаждения радиатора и компрессорных цилиндров. В передней части платформы расположен ресивер для сжатого воздуха с вентилями для присоединения резиновых шлангов, вентилем для продувки конденсата и предохранительным клапаном, отрегулированным на давление 7,2 атм. В задней части платформы находится ручная компрессор марки модели РК-30, предназначенный для заполнения баллонов сжатым воздухом. Снизу к платформе крепятся топливный бак и два баллона для пускового сжатого воздуха емкостью по 8 л.



Фиг. 3. Внешний вид передвижной СПДКС марки ИПС.

Дизель-компрессор вместе с другими агрегатами, расположенными на платформе, закрыт сверху специальным капотом с поднимающейся крышкой для доступа к органам управления станции и измерительным приборам.

Сзади на капоте имеется вырез, закрываемый крышкой, для прохода съемной рукоятки пускового компрессора.

Дизель-компрессор 1ДК изготовлен в двух вариантах: с жидкостным (фиг. 5 и 6) и воздушным охлаждением компрессорных цилиндров (фиг. 7).

Дизель-компрессор 1ДК спроектирован по схеме, представленной на фиг. 1, а; порядок его работы изображен на фиг. 2.

В литой чугунный корпус 21 двигателя (фиг. 5) вставлена стальная гильза 29 цилиндра мокрого типа двигателя с четырьмя резиновыми уплотнительными кольцами 26 водяных рубашек, окружающих гильзу в местах наибольшего нагрева.

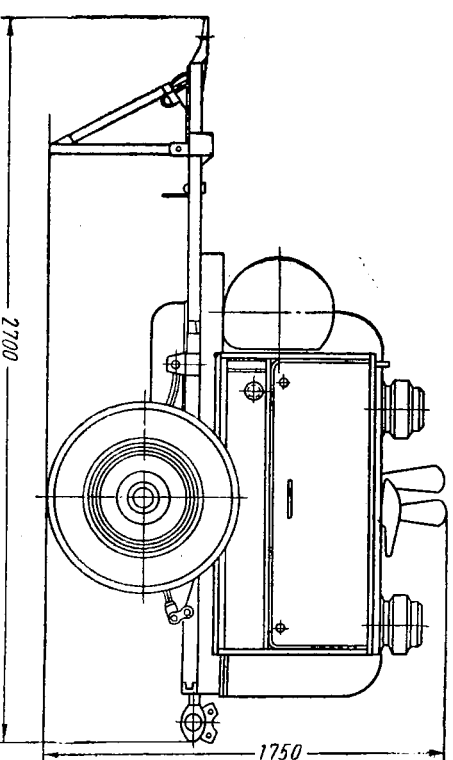
В стенке средней части гильзы имеется резьбовое отверстие, в которое ввернут стакан 18 насоса-форсунки, омываемый охлаждающей водой. Этот стакан изготовлен из нержавеющей стали.

Второе резьбовое отверстие в стенке гильзы предназначено для датчика индикатора и закрывается пробкой.

В стенках гильзы прорезаны окна — выпускные 19 и выпускные 28, причем выпускные расположены ближе к оси насоса-форсунки, чем выпускные.

С обеих концов гильзы в стенках имеются еще два резьбовых отверстия, в которые ввернуты маслостопорящие штуцера 20, через которые производится под давлением, создаваемым лубрикатором, смазка рабочей поверхности гильзы, поршней и поршневых колец.

Для охлаждения конца гильзы со стороны выпускных окон применена кольцевая обойма из листовой красной меди, внутри кото-



Фиг. 4. Основные размеры станции ИПС.

рой протекает вода, циркулирующая в общей системе охлаждения. Обойма плотно насаживается на шлифованную наружную поверхность гильзы. Воду подводит и отводит по двум впадинам в обойму трубкам.

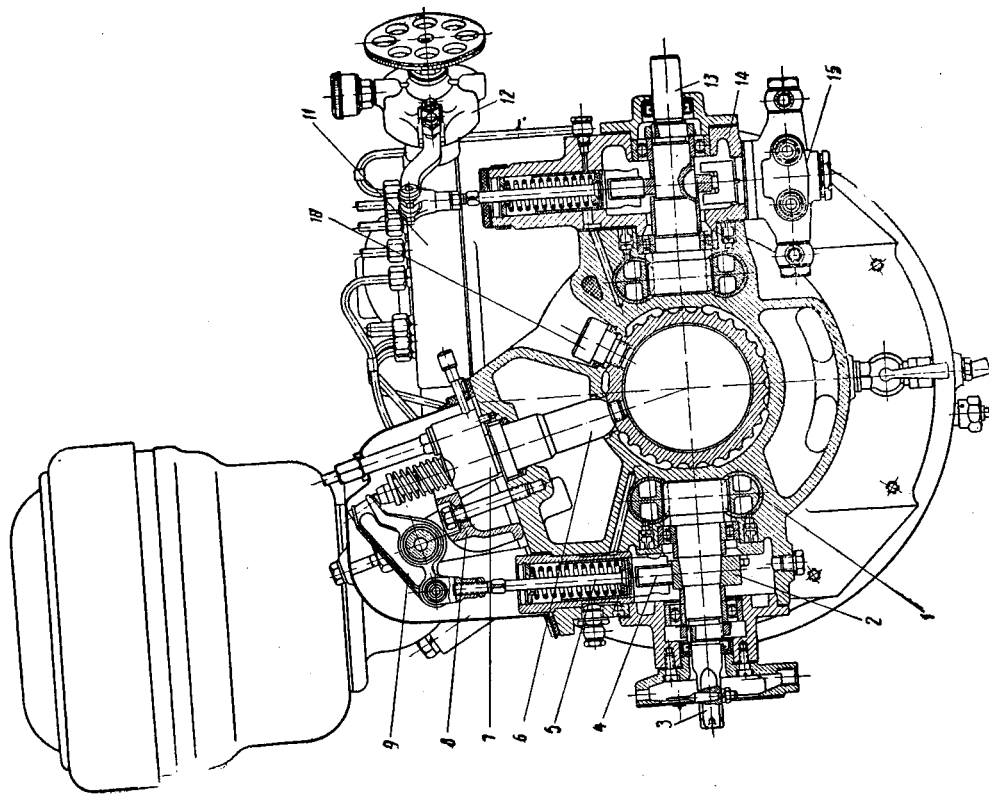
Внутренняя полость корпуса 21 является сборником продувочного воздуха, который поступает в гильзу цилиндра, когда поршень 30, приближаясь к н. м. т., открывает выпускные окна.

Через выпускные окна из гильзы удаляются отработавшие газы, они собираются в кольцевом коллекторе, отлитом за одно целое с корпусом, и направляются в выпускную трубу, прикрепленную к фланцу коллектора четырьмя шпильками. Коллектор охлаждается водой, протекающей через рубашку.

В отливке корпуса двигателя имеется масляный резервуар (фиг. 6) сложной конфигурации, откуда масло поступает в лубрикатор 11. Лубрикатор крепится к фланцу корпуса четырьмя винтами. В резервуаре имеется поплавковый указатель уровня масла.

В прямоугольное отверстие верхней стенки корпуса вставляется

пусковой механизм с защелкой 15 (фиг. 5). Корпус пускового механизма крепится к корпусу двигателя шпильками. Снизу к корпусу крепится двухплунжерный водяной насос 32.



* — с СПДК 17К. поперечный разрез:

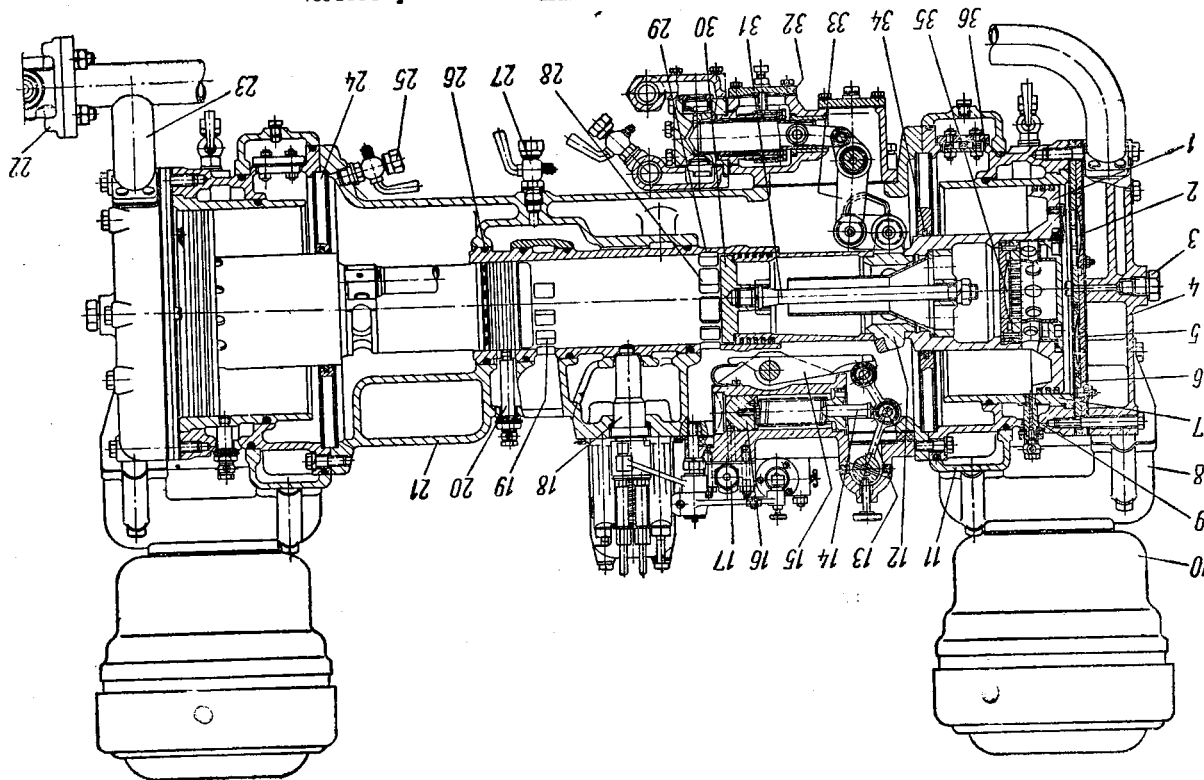
Фиг. 6. СПДК 1ДК попережных привода насоса-форсунок; 1 — рейка синхронизирующего механизма; 2 — кулачок привода насоса-форсунок; 3 — передняя шестерня синхронизирующего механизма; 4 — толкатель, 5 — толкатель; 6 — передняя шестерня насоса-форсунок; 7 — насос-форсунок; 8 — скоба крепления насоса-форсунок; 9 — шпатель; 10 — прокладка; 11 — лубрификатор; 12 — шпатель; 13 — задняя шестерня насоса-форсунок; 14 — корпус привода лубрификатора; 15 — топливно-окачивающая насос.

Насос-форсунка 7 (фиг. 6), вставленная вместе с уплотнительным медным кольцом в стакан 6, зажимается в нем скобой 8 со шпилькой. Валик коромысла 9 привода насоса-форсунки крепится шпилькой. Валик коромысла 9 привода насоса-форсунки крепится шпилькой.

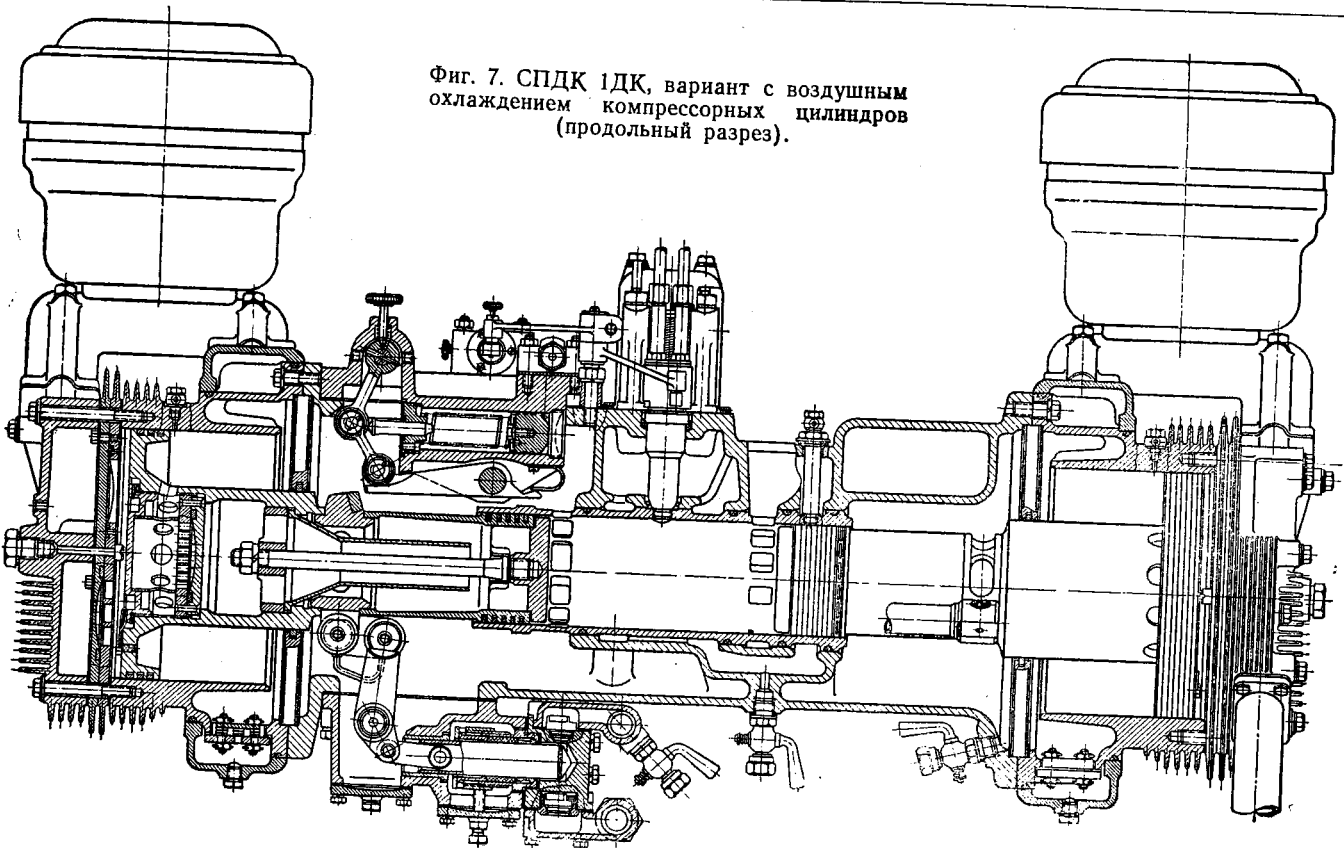
23

[illegible]

Фиг. 5. Измерительный прибор ИК, показывающий давление; (состояние клапана показано по клапанам);



Фиг. 7. СПДК 1ДК, вариант с воздушным охлаждением компрессорных цилиндров (продольный разрез).



в двух литых стойках, укрепленных на корпусе болтами. Насос-форсунка вместе с коромыслом и другими деталями привода закрыты сверху штампованным колаком, сквозь стенки которого пропущены рейка насоса-форсунки, штыпера для подвода и отвода топлива и штыпер для подвода масла внутрь валика оси коромысла. В боковых приливах корпуса двигателя размещены шестерни 3, 13, синхронизирующие реечного механизма с деталями привода насоса-форсунки, лубрикатора и топливоподкачивающего насоса 15. Снизу, в средней части корпуса находится кран 27 (фиг. 5) для спуска воды из системы охлаждения, а справа на фланце — кран 25 для периодического удаления накопившегося масла из сборника продувочного воздуха.

Спереди на корпусе двигателя (фиг. 8) укреплен пусковой клапан 2 и фильтр-водо-маслоотделитель 1 пускового воздуха.

Сзади на корпусе двигателя укреплен топливный фильтр тонкой очистки. Топливный фильтр предварительной очистки крепится на кармаше капота станции.

К фланцам корпуса двигателя крепятся цилиндры компрессоров.

Между корпусами компрессорных цилиндров и корпусом двигателя вставлены разделительные плиты 24 (фиг. 5), центрирующие эти детали.

В литой чугунный корпус компрессора вставлена мокрая чугунная гильза 7, уплотненная одним резиновым кольцом. Между закрывающей цилиндр литой чугунной крышкой 4 и корпусом компрессора заката клапанная плита 6 с выпускными 5 и выпускными 2 клапанами.

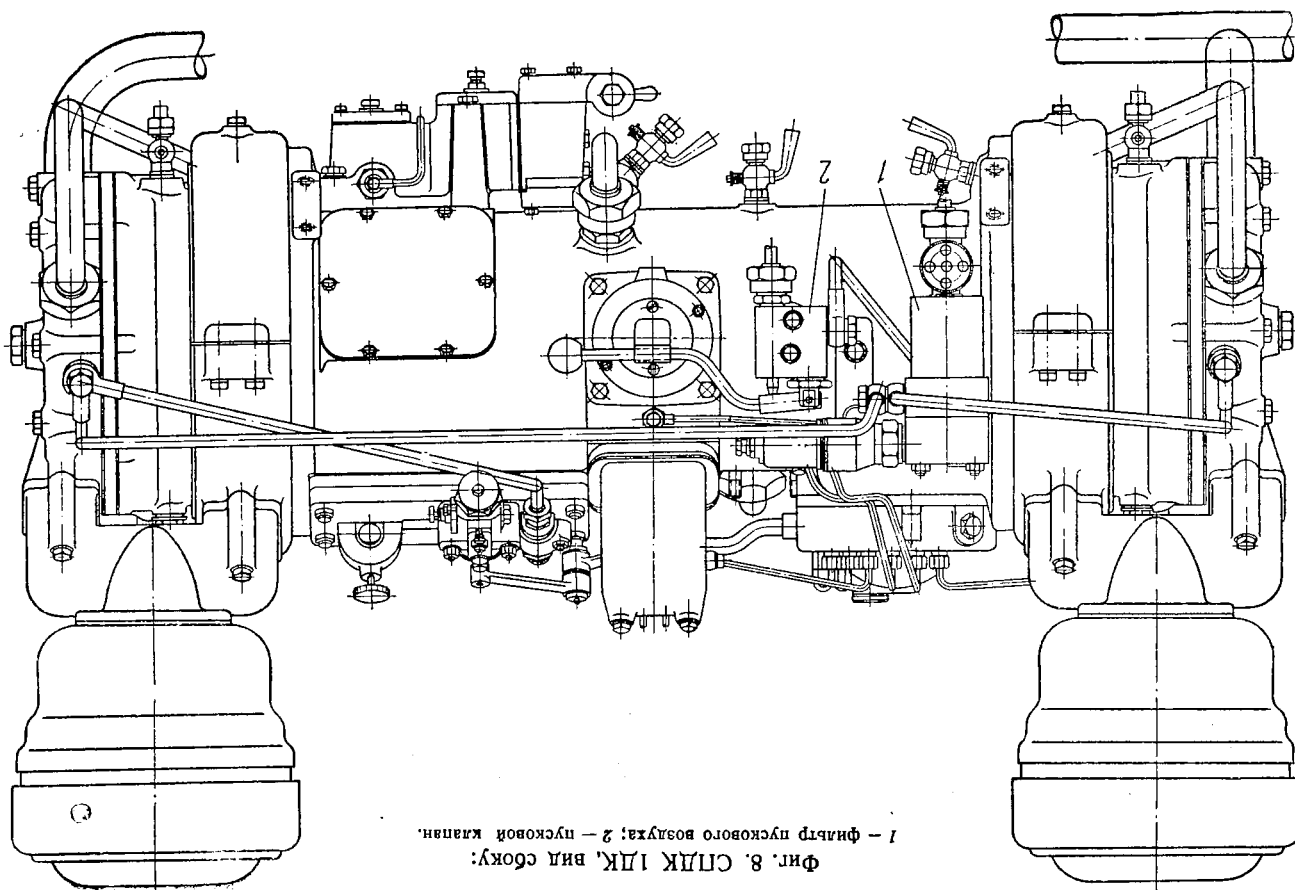
В крышке 4 сверху расположена полость, которая через выпускной коллектор 8 и масляный воздухоочиститель-глушитель 10 сообщается с атмосферой.

Ниже этой полости находится другая, в которую из цилиндра нагнетается сжатый воздух, поступающий затем в трубу 23. Эти полости отделены одна от другой горизонтальной литой перегородкой.

Нижняя сборная полость сжатого воздуха окружена водяной рубашкой, сообщаемой с водяной рубашкой корпуса компрессорного цилиндра. В центре крышки цилиндра имеется отверстие для датчика индикатора, закрытое заглушкой 3.

Между плоскостью разделительной плиты и внутренней стеной компрессорного поршня заключена полость продувочного насоса. Четыре комплекта выпускных клапанов 36 этого насоса расположены по окружности корпуса компрессора. Снаружи их окружает кольцевой разъемный коллектор 11, соединенный с коллектором 8. Воздух из атмосферы поступает в компрессор и продувочный насос после очистки в общем фильтре 10.

Воздух из продувочного насоса направляется внутрь компрессорного поршня 1, откуда через выпускные клапаны 35 поступает в трубу, направляющую его на оребренную внутреннюю поверхность жаровой накладки поршня двигателя. После этого, пройдя



в заоре между наружной поверхностью трубы и юбкой поршня двигателя, он выходит через отверстия в траверсе 12 в сборник кор-
дуса двигателя.

Таким образом осуществляется интенсивное принудительное воздушное охлаждение наиболее нагретой части поршня двигателя. Таким образом, подогрев продувочного воздуха расширяет

Приходящий при этом подогрев продувочного воздуха расширяет нижний предел регулирования по нагрузке по той причине, что при снижении нагрузки и наступающем уменьшении степени сжатия в дизельном цилиндре воспламеняемость топлива облегчается за счет повышенной температуры продувочного воздуха. Доступ к плите выпускных клапанов продувочного насоса открывается при

Поршни двигателя, поршни компрессора, траверсы с шарнирно-сочлененными на них парами реек синхронизирующего механизма и все относящееся к этим основным деталям образует две одинаковые группы механизма движения.

Эти группы одинаковы по устройству, основным размерам и по весу. Левый и правый поршневые комплекты подгоняются по весу. Левой и правый поршневые комплекты подгоняются по весу. Левой и правый поршневые комплекты подгоняются по весу. Левой и правый поршневые комплекты подгоняются по весу.

От размеров юбки компрессорного поршня, являющейся производителем рабочего объема продвинутого насоса, зависит производительность продвинутого насоса, а следовательно, и основные параметры рабочего процесса двигателя. Уплотнение зазора между юбкой компрессорного поршня и разделительной плитой обеспечивается пружинящим чугуном кольцом 34, вставленным в выточку в плите.

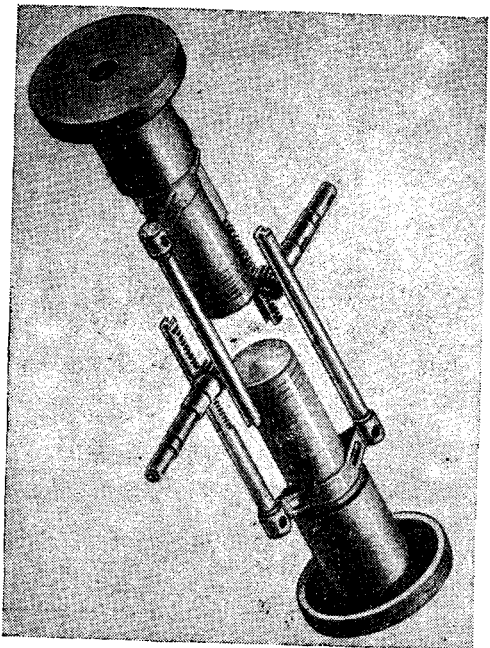
Поршень двигателя испытывает наибольшее тепловое напряжение в плите. Юбка поршня вместе с головкой, в которой размещены пять компрессионных колец, изготовлена из обычного поршневого чугуна для автотракторных дизелей. Головка поршня изготовляется из жаропрочной стали. На ее внутренней поверхности размещены охлаждающие ребра и бобышка с резьбой для стяжной шпильки. Шпилька на плотной резьбе ввернута в бобышку и надежно предохранена от самоотвинчивания пружинной шайбой. Между головкой и торцом юбки поршня положена уплотняющая прокладка из нержавеющей стали. Шпилька проходит внутри трубы, подающей охлаждающий воздух, и затянута гайкой, опирающейся на опорный диск через пружинную шайбу. Стальной опорный диск опирается на выточку в компрессорном поршне. Для прохода продувочного воздуха в компрессорном поршне предусмотрены отверстия.

При затяжке шпильки дизельный поршень, traversa синхронизирующего механизма и поршень компрессора образуют жестко связанный блок поршней.

Нижняя левая и правая верхняя рейки 1 (фиг. 6) синхронизирующего механизма соединены с траверсой 12 (фиг. 5) левой поршневой группы, а две другие — с траверсой правой поршневой группы.

Рейки движутся возвратно-поступательно, каждая в бронзовой втулке, запрессованной в отверстия корпуса двигателя. Рейки противоположных поршневых групп соединены с шестернями 3 и 13 (фиг. 6), как показано на фиг. 9.

На конической шейке хвостовика шестерни 3 (фиг. 6) насажен кулачок 2 привода насоса-форсунки. Гайка, зажимающая обойму наружного подшипника, через промежуточную распорную втулку плотно затягивает кулачок на samozаклинивающемся конусе хвостовика. Такая посадка кулачка на хвостовике шестерни позволяет



Фиг. 9. Схема устройства реечно-шестерчатого синхронизирующего механизма дизель-компрессора 1ДК.

точно отрегулировать момент начала вырыска топлива в цилиндр двигателя поворачиванием кулачка относительно хвостовика с последующим закреплением его в наивыгоднейшем положении.

Профиль кулачка такой же, как у аналогичного кулачка дизеля ЯАЗ-204. Выходящий наружу конец хвостовика шестерни 3 имеет квадратное сечение. На него надевается рукоятка, при помощи которой поршни разводятся к н.м.т. перед пуском дизель-компрессора.

В установленный момент, перед приходом поршня в в.м.т. кулачок 2 набегает на ролик толкателя 4 и заставляет его подняться вверх. При этом толкающая штанга поворачивает коромысло 9. Верхний конец коромысла через шариковый наконечник и скользящий сухарь заставляет толкатель и плунжер насоса-форсунки опуститься вниз и произвести вырыск топлива в цилиндр.

На хвостовике второй шестерни 13 насажен на шпонке цилиндрический эксцентрик, который приводит в движение толкатель привода глубрикатора и поршень топливopoдкaчивающего насоса 15. Толкающая штанга заставляет качаться рычаг глубрикатора 11,

который через роликовые храповые муфты 12 вращает горизонтальный вал глубрикатора.

Масло к трущимся частям приводов насоса-форсунки и глубрикатора подается от глубрикатора по трубкам, соединенным со штуцерами, ввернутыми в отверстия корпуса двигателя и корпуса привода глубрикатора. От штуцеров масло по сверленным каналам поступает на трущиеся поверхности толкателей, а затем на трущиеся поверхности верхних реек. Стекающее с реек масло смазывает зубчатые зацепления и подшипники шестерен. При сборке полости, где размещены механизмы приводов, частично заполняют маслом. Излишек масла нижними рейками выносятся в сборник продувочного воздуха, где собирается на дне.

Дизель-компрессор 1ДК делится на пять главных сборочных групп: корпус двигателя в сборе, левую и правую поршневые группы, левую и правую компрессорные группы. При разборке надо отделить трубопроводы и коллекторы, вывернуть восемь болтов с каждой стороны, снять компрессорные группы в сборе, а затем вытащить поршневые группы.

Все автоматические клапаны компрессорных цилиндров и продувочных насосов одинаковы по устройству; их пружинные пластины имеют одинаковые размеры.

В конструкции дизель-компрессора использованы некоторые готовые изделия и отдельные детали от освоенных ранее автотракторных дизелей и многоступенчатого дизель-компрессора ДК-2. К ним относятся: стандартный насос-форсунка АР-20 (изменено лишь расположение отверстий в распылителе); глубрикатор; пусковой механизм; поршневые кольца; воздушные и топливные фильтры; топливopoдкaчивающий насос; пусковой и предохранительные клапаны; детали приводов насоса-форсунки и глубрикатора; нормы и некоторые другие детали.

Воздушное охлаждение компрессорных цилиндров (фиг. 7) позволило дополнительно упростить и облегчить конструкцию дизель-компрессора, снизить трудоемкость и стоимость его изготовления. В компрессоре с воздушным охлаждением корпус компрессорных цилиндров отливаются из чугуна за одно целое с гильзой. Крышки компрессорных цилиндров отливаются из алюминия сплавом. Несколько уменьшаются размеры клапанных плит компрессоров. Корпусы и крышки компрессорных цилиндров и клапанные плиты имеют охлаждающие ребра. Сократилось количество водопроводных труб — остались лишь простые по конфигурации и малой длины. Рациональное распределение охлаждающих воздушных потоков осуществляется с помощью штампованных дефлекторов.

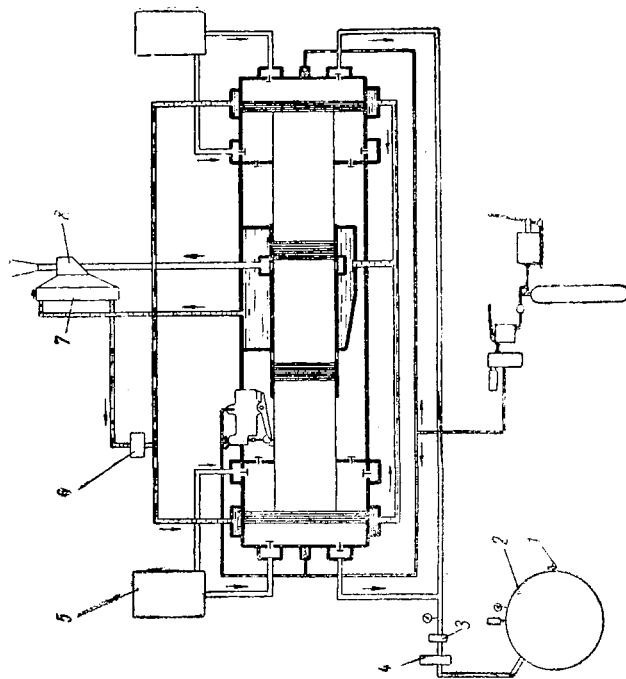
Система охлаждения станции ИПС состоит из двухплунжерного водяного насоса, радиатора автомобильного типа, газового эжектора, работающего от выпускных газов, трубопроводов и воздушных дефлекторов.

Водяной насос приводится в движение от левой траверсы 12 (фиг. 5) синхронизирующего механизма при помощи рычажной

передачи 33. На схеме (фиг. 10) показано направление движения охлаждающей воды в дизель-компрессорной станции.

Водяной насос забирает воду из нижнего бачка радиатора и нагнетает ее в распределительную трубу, из которой она поступает в охлаждающую рубашку гильзы цилиндра двигателя и в охлаждающие рубашки компрессорных цилиндров.

Выходящая из дизель-компрессора нагретая вода поступает в сборную трубу, по которой отводится в верхний бачок радиатора.



Фиг. 10. Схема воздушных и водяных коммуникаций станции ИПС:

1 — раздаточный вентилятор; 2 — ресивер; 3 — предохранительный клапан; 4 — клапан поддержания давления; 5 — воздухоочиститель; 6 — водяной насос; 7 — радиатор; 8 — газовый эжектор.

В трубках радиатора происходит охлаждение воды потоком воздуха, омывающим их снаружи.

Поток воздуха, проходящий через радиатор, создается газовым эжектором, работающим с помощью выпускных газов (фиг. 11).

Радиатор с одной стороны плотно закрыт металлическим кожухом 5, в который введена выпускная труба дизель-компрессора. На конце трубы установлено сопло 4, увеличивающее скорость газов, выходящих из трубы. На некотором расстоянии от сопла, соосно с ним, расположена смесительная камера 3, переходящая в раструб 2. Поток выпускных газов, устремляясь в смесительную камеру, увлекает за собой воздух, находящийся внутри кожуха радиатора и, пройдя через раструб, выходит в атмосферу. Атмосферный воздух, проходя через радиатор в кожух, охлаждает трубки радиатора.

При варианте с воздушным охлаждением компрессорных цилиндров воздух из атмосферы, прежде чем пройти через радиатор, обдувает оребренные поверхности компрессорных цилиндров, что достигается с помощью дефлекторов и кожуха, закрывающего радиатор со стороны противоположной расположению эжектора.

Для станции ИПС также разработан и изготовлен вариант газотурбинного агрегата, в котором энергия выпускных газов дизель-

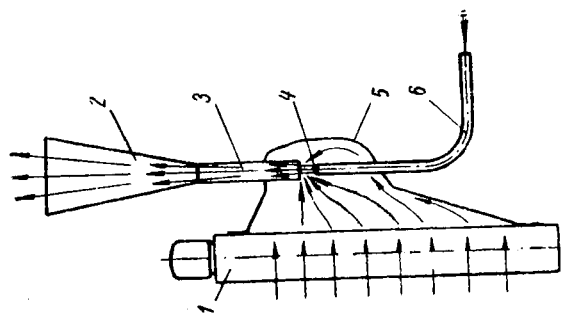
компрессора используется для вращения турбины, с валом которой соединены центробежный водяной насос и лопастной вентилятор автомобильного типа. При этом сложный плунжерный водяной насос с рычажно-звеньевым приводом заменяется простейшим центробежным насосом и общий к.п.д. установки повышается в результате более полного использования энергии выпускных газов и устранения потерь механической мощности на привод плунжерного водяного насоса.

Пусковое устройство станции ИПС состоит из пускового механизма с заселкой, пусковых клапанов компрессорных цилиндров, главного пускового клапана, распределителя пускового воздуха с фильтром-отстойником и предохранительным клапаном, редукционного клапана, баллонов для сжатого воздуха, ручного компрессора для наполнения баллонов сжатым воздухом, трубопроводов, кранов, манометров и рукояток для разведения поршневых групп к н.м.т.

Перед пуском дизель-компрессора машинист устанавливает рукоятку крана в положение, при котором ручной компрессор соединяется с баллонами непосредственно, после чего производит заполнение баллонов ручным компрессором модели РК30 производства Бессоново-завода. Компрессором РК30 можно создать давление в баллонах до 30 атм.

Затем, вращая рукояткой квадратный хвостовик шестерни синхронизирующего механизма, поршни компрессора разводят в стороны по направлению к н.м.т., заселку опускают и поршни сводят до упора зуба на траверсе синхронизирующего механизма в заселку. После этого рукоятку снимают.

Поворотом рукоятки крана открывают доступ сжатому воздуху из баллонов в редукционный клапан, снижающий давление до 8 атм, и через главный пусковой кран одновременно в оба компрессорных цилиндра. Под давлением воздуха открываются шариковые клапаны, помещенные в крышках цилиндров (фиг. 12), через которые происходит заполнение цилиндров. Пусковые кла-

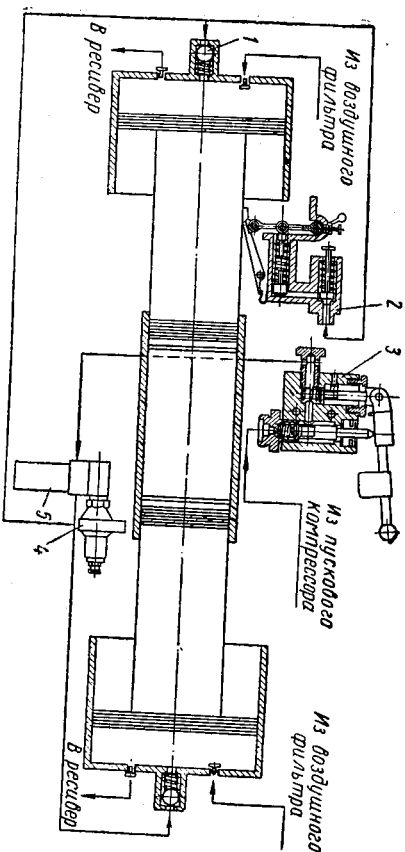


Фиг. 11. Схема действия газового эжектора:

1 — радиатор; 2 — раструб эжектора; 3 — смесительная камера; 4 — сопло выпускной трубы; 5 — кожух радиатора; 6 — выпускная труба.

паны компрессорных цилиндров препятствуют выходу сжатого воздуха из цилиндров в пусковые магистрали во время работы дизель-компрессора.

С одной из трубок, подающей пусковой воздух в компрессорный цилиндр, соединен клапан автоматического управления защелкой. Регулировкой затяжки пружины этого клапана устанавливаются величину давления пускового воздуха, при котором защелка автоматически убирается. Для дизель-компрессора 1ДК нормальное давление пускового воздуха составляет 4,5 атм. При достижении этого давления клапан открывает доступ сжатому воздуху в ци-



Фиг. 12. Система пусковых механизмов:
1 — пусковой клапан пускового компрессора; 2 — полуавтоматический механизм; 3 — пусковой кран; 4 — предохранительный клапан пусковой системы; 5 — фильтр пускового воздуха.

линдр пускового механизма, где находится поршень. Поршень с силой ударяет по палочу, который заставляет повернуться звенья шарнирного механизма и поднять защелку вверх. Освободившись поршневые группы устремляются навстречу друг другу и дизель-компрессор начинает работать. В этот момент освобождают рукоятку главного пускового крана.

Если в ресивере станции остался воздух с достаточным давлением после предыдущей работы, то пуск дизель-компрессора можно произвести и от ресивера, для этого служит трубопровод и кран, открывающий доступ сжатому воздуху из ресивера в пусковую систему.

Если имеется возможность заполнить ресивер сжатым воздухом от другого источника, например от компрессора грузового автомобиля или от другого какого-либо компрессора, то удобность в ручном накачивании пускового баллона отпадает.

Вместо ручного компрессора в станции ИПС может быть установлен одноступенчатый мотокомпрессор, наполняющий перед пуском основной ресивер воздухом, сжатым до давления 7 атм. Для привода компрессора служит двухтактный одноцилиндровый бензи-

новый двигатель ПД-10, применяемый в качестве пускового двигателя на тракторных дизелях Д-35 и Д-54. Его система охлаждения соединена с системой охлаждения дизель-компрессора, поэтому во время работы пускового мотокомпрессора происходит тепловая подготовка дизель-компрессора; в результате пуск станции существенно облегчается.

Ресивер установлен в передней части на раме автоприцепа. Он имеет шесть кранов для присоединения потребителей сжатого воздуха. Один из кранов является продувочным; открывая его, удаляют из ресивера, заполненного сжатым воздухом, накапливающийся конденсат влаги и масла. В одном днище ресивера имеется люк для чистки, закрытый крышкой, установленной на шпильках. На трубе, подающей сжатый воздух от дизель-компрессора, установлен предохранительный клапан ресивера, который открывается автоматически при достижении давления 7,2 атм и тем самым предохраняет ресивер и дизель-компрессор от перенапряжения. Для контроля за величиной давления служит манометр, соединенный с внутренней полостью ресивера.

Шасси автоприцепа ГАЗ-704А состоит из рамы сварной конструкции, выполненной заодно с полом. Боковые борта стандартного кузова удалены.

Тручатая ось колес подвешена на двух продольных рессорах. Колеса дисковые, с шинами, снабженными грунтозацепами.

Дышло автоприцепа снабжено откидывающимся упором, удерживающим станцию в горизонтальном положении во время работы. Благодаря хорошей подвеске колес автоприцеп может двигаться за буксирующим автомобилем с большой скоростью.

Общий вес станции не превышает 900 кг, поэтому ее можно буксировать автомобилем ГАЗ-69. Дышло автоприцепа позволяет буксировать его любым грузовым автомобилем, снабженным стандартным буксирным приспособлением.

Капот станции изготовлен из кузовной стали. Он вместе с каркасом крепится к раме автоприцепа болтами и может быть легко снят. Боковой люк в капоте имеет подъемную крышку, установленную на шарнире. Боковые упоры удерживают крышку в открытом положении во время работы.

Для вентиляции подкапотного пространства на его крыше установлена вытяжка автобусного типа. По бокам и сзади капота установлены отражатели света. Над колесами укреплены крылья, предохраняющие станцию от загрязнения при передвижении. Капоту и крыльям придана скругленная форма. На автоприцепе имеется электрический кабель со стандартной присоединительной муфтой, обеспечивающий питание током осветительных приборов от буксирующего автомобиля.

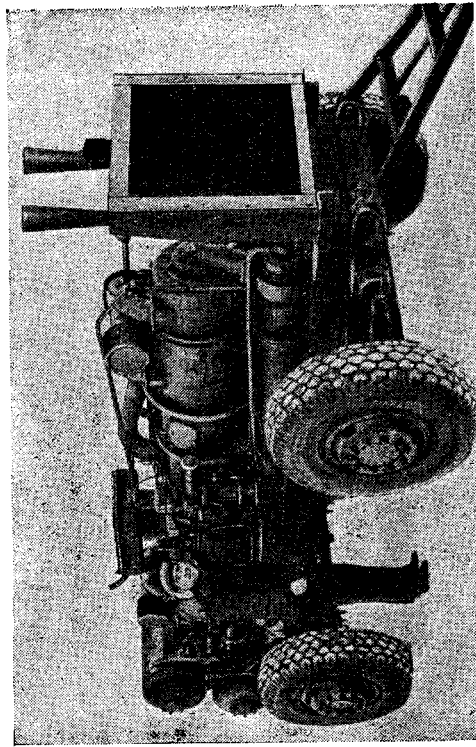
Станция 2ПС

На фиг. 13 представлен внешний вид передвижной дизель-компрессорной станции 2ПС, смонтированной на шасси автоприцепа МАЗ-5207В.

На раме 12 двухосного автоприцепа, вдоль его главной оси установлен СПДК 2СК 180/385-9 вместе с расположенными под ним двумя межступенными охладителями 13 (фиг. 14).

На передней части рамы установлен радиатор 1 системы охлаждения с газовым эжектором 2 для обдува. Второй такой же радиатор 7 расположен сбоку дизель-компрессора 3, в средней части рамы. Он обдувается вентилятором, вращаемым воздушным поршневым двигателем.

С той же стороны, сзади радиатора, размещен топливный бак 8 емкостью 100 л.



Фиг. 13. Внешний вид передвижной СПДК модели 2ПС ВНИОМСа.

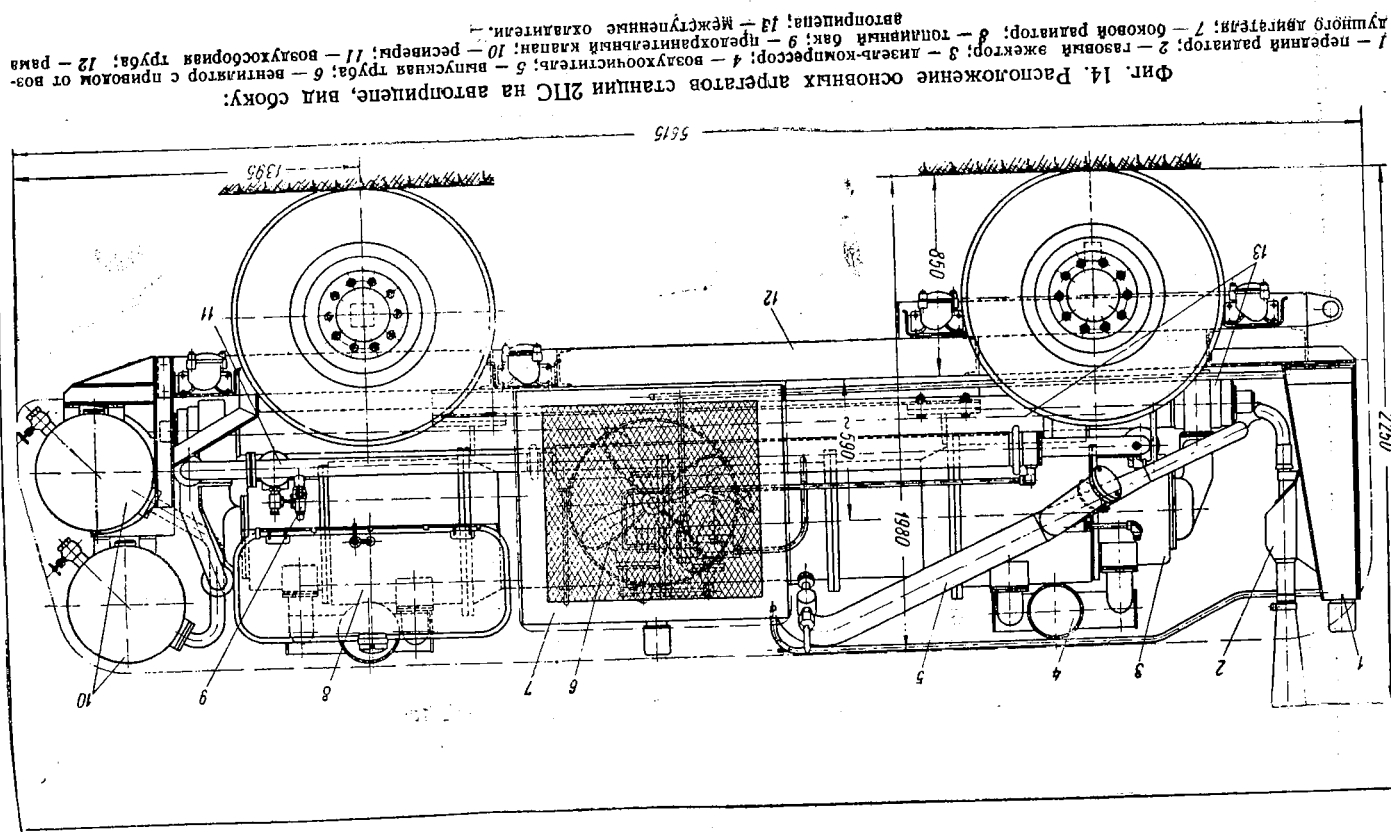
За задней частью рамы находятся два ресивера 10 для сжатого воздуха с вентилями для присоединения резиновых шлангов.

Снизу, в средней части, к раме автоприцепа прикреплены кронштейны с гнездами для размещения трех баллонов с пусковым сжатым воздухом, емкостью каждый по 40 л.

Щиток с приборами и место управления помещаются справа в средней части дизель-компрессора.

Дизель-компрессор вместе с другими агрегатами, расположенными на раме, закрыт специальными металлическими кузовом со съемными щитами для доступа к органам управления и местам обслуживания. Для работы машиниста предусмотрена специальная подножка.

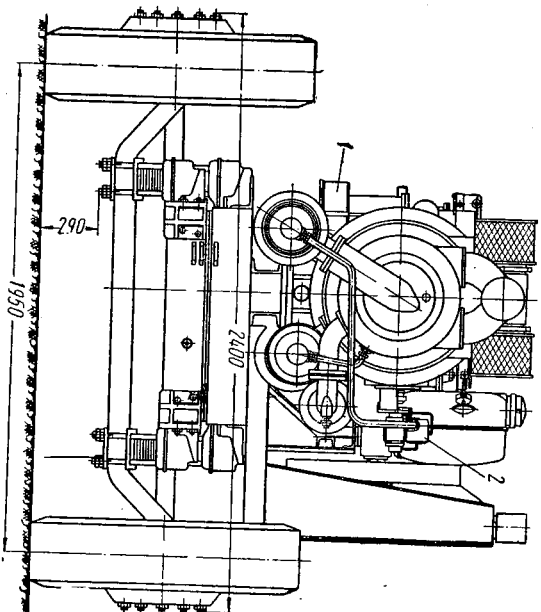
В другом варианте исполнения тот же дизель-компрессор смонтирован на раме с салазками 12 (фиг. 16). На салазки установлены параллельно один другому два соединенных между собой ресивера 10. Над ними расположен дизель-компрессор 3 с двумя межступенными охладителями 13, щитком 6 приборов и регулятором 11



Фиг. 14. Расположение основных агрегатов станции 2ПС на автоприцепе, вид сбоку:

1 — передний радиатор; 2 — газовый эжектор; 3 — дизель-компрессор; 4 — дизель-охлаждающий бак; 5 — промежуточный клапан; 6 — щиток приборов; 7 — боковой радиатор; 8 — топливный бак; 9 — предохранительный клапан; 10 — ресивер; 11 — вентилятор с приводом от воздушного двигателя; 12 — рама; 13 — межступенные охладители.

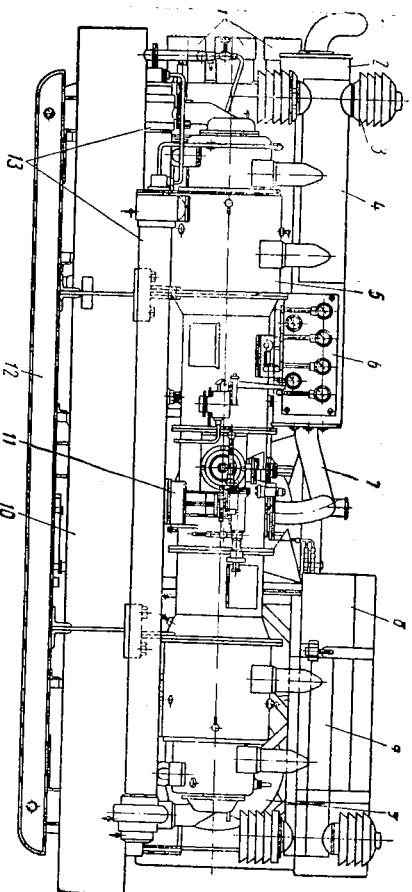
подачи топлива. Вдоль компрессора расположены один над другим три баллона 1 с пусковым воздухом. Рядом с ними расположены



Фиг. 15. Расположение основных аппаратов станции 2ПС на раме автоприцепа, вид спереди при снятом радиаторе.

1 — регулятор; 2 — волюный насос.

два радиатора 9 с индивидуальными вентиляторами, каждый из которых вращается отдельным воздушным двигателем. Над дизель-

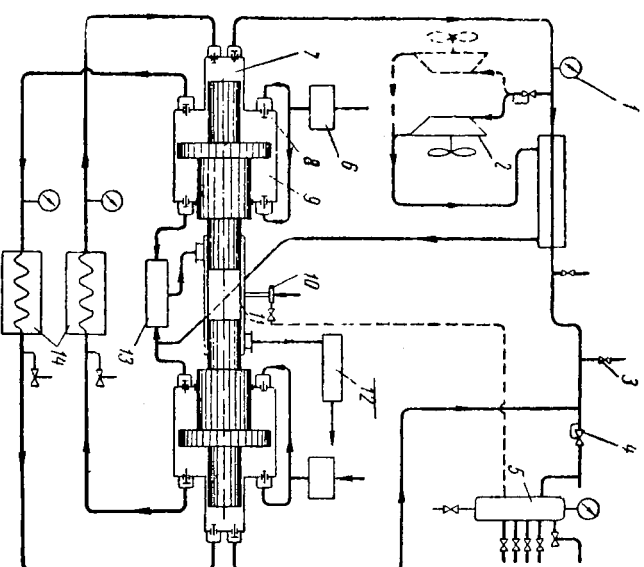


Фиг. 16. Дизель-компрессор 2СК 180/385-9, смонтированный на раме-салазках.

ным компрессором размещены выпускная труба 7 с глушителем 2 выпуска, выпускные коллекторы 4 с воздухоочистителями 3 и топлив-

На фиг. 17 приведена принципиальная схема дизель-компрессорной станции 2ПС, на которой показаны направления движения воздуха и выпускных газов.

На фиг. 18 показаны продольный и поперечный разрезы свободного горизонтального симметричного дизель-компрессора 2СК 180/385-9 двухступенчатого сжатия.



Фиг. 17. Принципиальная схема дизель-компрессорной станции 2ПС.

1 — манометр; 2 — воздушный двигатель; 3 — предохранительный клапан; 4 — клапан поддержания давления; 5 — ресвер; 6 — воздухоочиститель; 7 — полость цилиндра компрессора второй ступени; 8 — полость цилиндра компрессора первой ступени; 9 — полость цилиндра продувочного насоса; 10 — форсунка; 11 — цилиндр двигателя; 12 — глушитель; 13 — ресвер продувочного воздуха; 14 — межступенчатые охладители.

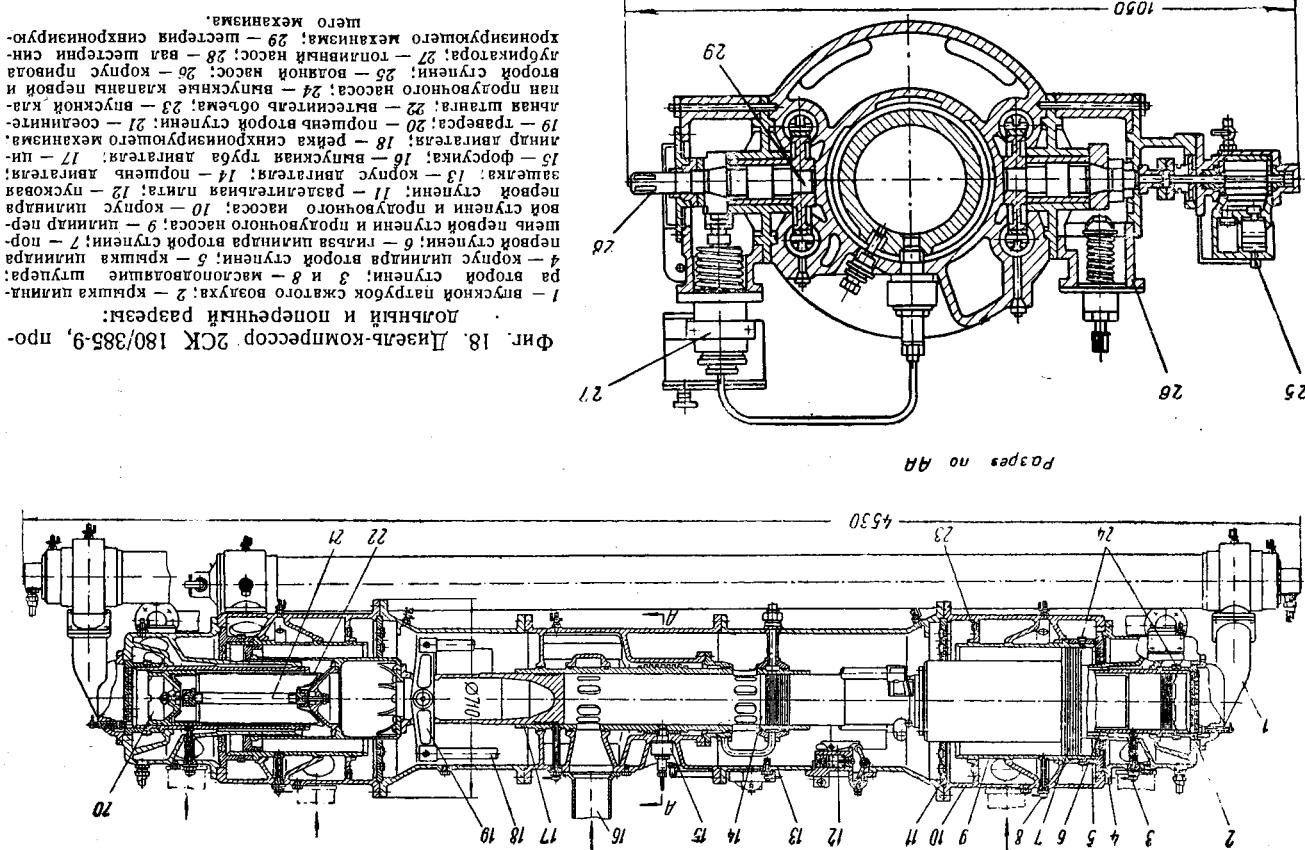
Корпус 13 двигателя дизель-компрессора 2СК 180/385-9 состоит из трех литых чугунных частей, имеющих фланцы с центрирующими выступками и соединенными болтами.

В корпус вставлена стальная гильза (мокрого типа) цилиндра двигателя с кольцевыми резиновыми уплотнениями водяных рубашек.

В средней части гильзы расположена форсунка 15 открытого типа. Рядом с ней имеется отверстие для датчика индикатора, закрытое пробкой.

Смазка для гильзы и поршней компрессорных цилиндров подается через штуцера.

Для охлаждения конца гильзы со стороны выпускных окон при-
менена чугунная обойма с кольцевыми резиновыми уплотнениями.



В пространстве между обоймой и наружной поверхностью гильзы поступает охлаждающая вода, которая затем по изогнутой П-образной трубе проходит в водяную рубашку корпуса двигателя.

Внутренняя полость корпуса двигателя является сборником продувочного воздуха.

Газы из цилиндра двигателя поступают в охлаждаемый сборник, отлитый за одно целое с корпусом, и далее в выпускную трубу 16.

Лубрикатор и пусковой механизм устроены и установлены так же, как на дизель-компрессоре 1ДК.

Рейки синхронизирующего механизма двигаются в бронзовых втулках, запрессованных в отверстия боковых приливов средней части корпуса двигателя. К этим же приливам шпильками крепятся с одной стороны корпус привода топливного насоса с установкой на нем топливным насосом 27 и его регулятором, с другой стороны — корпус 26 привода лубрикатора, водяного насоса и топливного подкачивающего насоса.

К концевым фланцам корпуса двигателя крепятся цилиндры компрессоров. Центрируются корпусы при помощи разделительных плит 11, в которых установлены выпускные клапаны продувочных насосов.

В корпус цилиндра компрессора первой ступени вставлена чугунная мокрая гильза цилиндра, закрытая крышкой 5, в днище которой размещены выпускные клапаны, а по боковой цилиндрической поверхности — впускные. В перегородке корпуса размещены впускные клапаны 23 продувочного насоса. В отливке корпуса компрессорного цилиндра первой ступени, в средней части, находится водяная рубашка, охлаждающая гильзу, а с двух сторон ее размещены кольцевые воздушные каналы, соединенные через коллекторы с воздухоочистителями (не показано на чертеже).

Фланец литого чугуна корпуса цилиндра второй ступени зажимает крышку и гильзу цилиндра первой ступени.

Гильза 6 цилиндра второй ступени чугунная, мокрого типа с резиновыми уплотнениями. Гильза закрыта чугунной крышкой, в днище которой размещены впускные, а по окружности выпускные клапаны 24. Цилиндр с крышкой зажат в корпусе пагубком 1. В отливке корпуса цилиндра второй ступени, в средней части, находится водяная рубашка, охлаждающая гильзу, а с двух сторон ее размещены кольцевые воздушные каналы — внутренний для сжатого воздуха, выходящего из цилиндра первой ступени, а наружный для сжатого воздуха, выходящего из цилиндра второй ступени.

Воздух из левого цилиндра первой ступени проходит через охлаждающий в правый цилиндр второй ступени, и, наоборот, воздух из правого цилиндра первой ступени проходит через свой охлаждающий в левый цилиндр второй ступени (фиг. 17). Из цилиндров второй ступени сжатый воздух поступает в сборную трубу с клапаном поддержания давления и далее в ресиверы.

Клапан поддержания давления отрегулирован на давление 5,4 атм. Более низкое давление воздуха, находящегося в мертвых пространствах, будет недостаточно для возвращения поршней

к в. м. т. Кроме того, этот клапан предотвращает возможность удара поршней о крышки компрессорных цилиндров при случайном внезапном падении давления в ресиверах.

Между разделительной плитой 11 (фиг. 18) и внутренней стороны компрессорного поршня первой ступени находится полость продувочного насоса. В разделительной плите установлены выпускные клапаны продувочного насоса, через которые воздух нагнетается во внутреннее пространство корпуса двигателя, являющееся ресивером продувочного воздуха. Между плитой и гильзой поршня первой ступени в точке плиты установлено пружинное кольцо для уплотнения.

Воздух из атмосферы после очистки в воздухоочистителях всасывается в продувочный насос через выпускные клапаны 24, установленные в литой перегородке корпуса компрессора.

Литой чугунный поршень 14 двигателя снабжен пятью обычными компрессионными кольцами. У наружного конца поршня имеются две бобышки с отверстиями, а в стенке поршня — два окна, в которые вставлена стальная штампованная траверса 19 синхронизатора механизма. Траверса крепится к поршню при помощи пальца, вставленного в отверстия бобышек и в центральное отверстие траверсы.

На одном выступавшем конце пальца выполнен скос с цементованной поверхностью, образующий упорный зуб для пусковой рейки. К обоим концам траверсы, на пальцах шарнирно крепятся рейки синхронизирующего механизма. Оканчивается поршень фланцем, имеющим центрирующую заточку и отверстия для болтового крепления к промежуточной гильзе поршня первой ступени компрессора.

Производительность продувочного насоса определяется размерами гильзы компрессорного поршня первой ступени, вытесняющей воздух из цилиндра продувочного насоса. К наружному фланцу гильзы крепятся болтами чугунный кольцевой поршень первой ступени компрессора (продувочного насоса) с тремя компрессионными кольцами.

К внутреннему фланцу гильзы болтами крепится литая чугунная крышка, в центре которой находится шаровой лапец, шарнирно соединенный со штангой 21, к другому концу которой также шарнирно при помощи такого же шарового пальца присоединен поршень второй ступени. На этой штанге закреплен по концам легкий цилиндрический вытеснитель 22 объема, изготовленный из тонкой листовой стали.

Поршень второй ступени компрессора чугунный, литой, с черными компрессионными кольцами. Шарнирное соединение поршней первой и второй ступеней устраняет вредное влияние несоосности цилиндров, возможной при такой большой длине. С целью сокращения общей длины дизель-компрессора цилиндр второй ступени расположен внутри цилиндра первой ступени.

Для облегчения поршневой группы и увеличения производительности дизель-компрессора предусмотрена возможность применения

алюминиевого сплава для поршня двигателя. При этом число циклов увеличивается с 420 до 520, а производительность дизель-компрессора — до $15 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Левый и правый поршневые комплекты не отличаются один от другого. Вес их при сборке точно выравнивается.

Синхронизирующий механизм ревно-шестеренчатого типа устроен и работает так же, как и у дизель-компрессора 1ДК.

Шестерня 29 синхронизирующего механизма использована для привода одноплунжерного топливного насоса 27, установленного на корпусе привода. Шестерня напрессована на конец вала 28, вращающегося в двух игольчатых подшипниках. В средней части вала, на конусе, посажен кулачок привода топливного насоса, который при помощи качающегося коромысла заставляет подниматься вверх плунжер насоса. Для предупреждения произвольного поворота валика относительно вала кулачок зажимается на конусе гайкой, закрепленной контррайкой. При таком креплении можно при сборке точно установить момент начала впрыска топлива.

На части вала 28, выходящей наружу, закреплена стрелка указателя хода поршней. Вал оканчивается квадратом для рукоятки.

Корпус привода в сборе с топливным насосом, механизмом регулирования положения рейки и другими деталями закреплен на корпусе двигателя четырьмя болтами и может быть легко снят.

Смазка трущихся деталей производится маслом, заливаемым в корпус до уровня, определяемого положением контрольного отверстия, закрываемого пробкой. Для заливки и спуска масла предусмотрены два отверстия (одно вверх, другое вниз), также закрываемые резьбовыми пробками.

Другая шестерня синхронизирующего механизма использована для привода водяного насоса, лубрикатора и топливоподкачивающего насоса. Она также напрессована на конец вала, вращающегося в игольчатых подшипниках. В средней части вала на конусе посажен цилиндрический эксцентрик, который крепится так же, как кулачок топливного насоса. При помощи сектора эксцентрик заставляет подниматься толкатель привода лубрикатора. Дальнейшая передача движения к лубрикатору происходит так же, как и у дизель-компрессора 1ДК. Этот же эксцентрик приводит в движение поршневой топливоподкачивающий насос, воздействуя на роликовый толкатель.

На конец вала, выступающий наружу, посажена полумуфта для привода водяного насоса 25. Водяной насос крепится к корпусу привода на переходном кронштейне.

Корпус привода в сборе с толкателем лубрикатора, водяным насосом, топливоподкачивающим насосом и другими его деталями закреплен на корпусе двигателя четырьмя болтами и может быть легко снят.

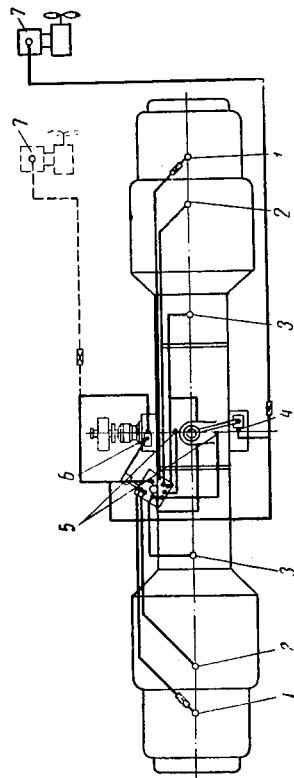
Смазка трущихся деталей производится так же, как и в корпусе привода топливного насоса.

Основные детали обоих корпусов одинаковы.

Все самодействующие клапаны компрессорных цилиндров и продувочных насосов одинаковы — они также применены и в водяном насосе. Это тарельчатые клапаны со спиральной пружиной.

Система питания топливом состоит из одноступенчатого топливного насоса, форсунки открытого типа, трубопровода высокого давления, соединяющего форсунку с насосом, топливного бака, топливного фильтра предварительной очистки, топливоподкачивающего насоса и трубопроводов низкого давления.

Регулирование подачи топлива насосом осуществляется или вручную, или автоматически, в зависимости от давления воздуха



Фиг. 19. Схема распределения смазки в дизель-компрессоре 2СК 180/385-9.

1 — к компрессорным цилиндрам первой ступени; 2 — к компрессорным цилиндрам второй ступени; 3 — к цилиндру двигателя; 4 — к приводу топливного насоса; 5 — к подшипникам валов шестерен; 6 — к приводу лубрикатора; 7 — к воздушным двигателям.

в ресивере. В обоих случаях подача регулируется перемещением рейки, поворачивающей плунжер топливного насоса и изменяющей тем самым положение косой кромки на плунжере относительно гильзы и впускного отверстия в ее стенке.

При автоматическом регулировании по мере снижения давления воздуха в ресивере в пределах от 6 до 5,4 атм подача топлива автоматически увеличивается, достигая максимума при давлении 5,4 атм. При повышении давления свыше 7 атм подача уменьшается до минимума, обеспечивая минимальную производительность дизель-компрессора (холостой ход).

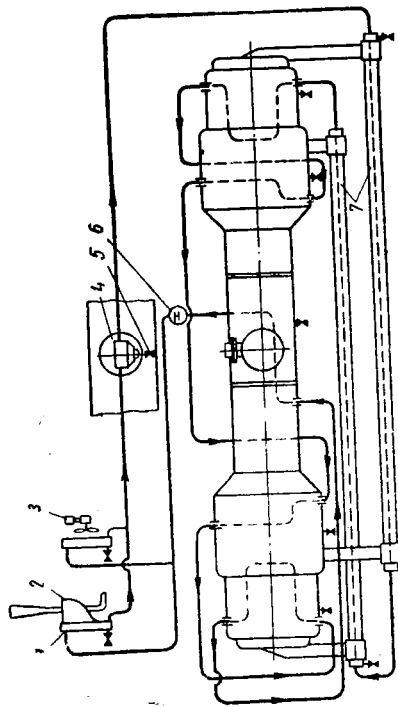
Смазка дизель-компрессора 2СК 180/385-9 и дизель-компрессора 1ДК осуществляется под давлением, создаваемым десятиплунжерными лубрикаторами одинаковой конструкции.

Система охлаждения станции 2ПС состоит из водяного насоса лопастного типа, двух межступенчатых охладителей сжатого воздуха, двух сотовых радиаторов (один с газовым эжектором для охлаждения, а второй с лопастным вентилятором, приводимым поршневым воздушным двигателем) и трубопроводов со смотровым окном (фиг. 20).

В первоначальном исполнении станции оба радиатора охлаждались вентиляторами с воздушными двигателями. Затем с целью уменьшения потерь сжатого воздуха один воздушный двигатель с вентилятором был заменен газовым эжектором.

Сжатый воздух к воздушному двигателю подается из воздухо-сборной трубы, отводящей воздух от компрессорных цилиндров в ресиверы. Отработавший в воздушном двигателе воздух направляется в ресивер продувочного воздуха. Чтобы в продувочный ресивер не попал лед из трубопровода, отработавший воздух подогревается в теплообменнике, окружающем воздухо-сборную трубу.

Смотровое окно 6 предназначено для обнаружения возможных утечек сжатого воздуха через нарушенные уплотнения в системе охлаждения. Интенсивность движения воды в трубопроводе отме-



Фиг. 20. Схема движения охлаждающей воды в системе охлаждения дизель-компрессора 2СК 180/385-9.

1 — радиатор; 2 — газовый эжектор; 3 — воздушный двигатель с вентилятором; 4 — водяной насос; 5 — спускной кран; 6 — смотровое стекло; 7 — межступенчатые охладители.

чается по углу отклонения створки контрольного клапана, поднимающегося вверх под напором движущейся воды.

Межступенчатые охладители сжатого воздуха трубчатого типа противоточные, укреплены на дизель-компрессоре снизу при помощи фланцев патрубков, подводящих и отводящих воздух и расположенных на концах охладителей.

Для спуска воды из системы предусмотрено десять кранов, расположенных в местах, где возможен застой воды.

Пусковые устройства у станции 2ПС такие же, как у станции 1ПС. Пуск производится от баллонов общей емкостью 120 л, заполняемых от стационарного компрессора высокого давления (до 200 атм). Также предусмотрена возможность пуска от собственных ресиверов, которые можно заполнить от другого передвигного компрессора, стационарного компрессора низкого давления или от компрессора грузового автомобиля. Пусковое давление у дизель-компрессора 2СК 180/385-9 равно 2,5 атм. Пусковой компрессор у станции 2ПС не предусмотрен.

Ресиверы установлены на заднем конце рамы автоприцепа один над другим. На трубопроводе, подводящем сжатый воздух к реси-

верам, установлены предохранительный клапан и контрольный манометр, находящийся на общем приборном щитке.

Шасси автоприцепа ЯАЗ низкорамное, двухосное. Стандартный деревянный кузов удален. Дизель-компрессор и все его агрегаты монтируются на раме шасси с применением специальных кронштейнов и опорных площадок.

Все колеса автоприцепа снабжены пневматическими тормозами, включаемыми в тормозную систему буксирующего автомобиля. Кроме того, предусмотрен ручной стояночный тормоз, рычаг которого расположен под рамой прицепа, в средней его части.

Станцию можно буксировать автомобилем ЗИЛ-150 и другими не меньшей грузоподъемности, имеющими пневматические тормоза.

Кузов станции секционный, изготовлен из листовой кузовной стали; он вместе с каркасом крепится к раме автоприцепа и может быть легко снят по секциям. Боковая дверца, открывающая доступ к органам управления и контролю, поднимается вверх на шарнире и удерживается в этом положении боковыми упорами, образуя навес над рабочим местом, защищающий машиниста от атмосферных осадков и солнечных лучей. Для удобства работы машиниста против дверцы, между крыльями, имеется площадка.

В кузове предусмотрены отверстия, закрываемые легкосъемными щитами для периодического осмотра, ухода и регулировки.

Для вентиляции на крыше сделаны вытяжки автобусного типа, а на боковых стенках — отверстия, затянутые сеткой.

Над колесами укреплены прочные крылья, по которым может ходить машинист при техническом осмотре дизель-компрессора и разборке секций кузова.

Кузову и крыльям придана скругленная форма. Станция снабжена электрическим кабелем со стандартной присоединительной муфтой для питания током осветительных приборов от буксирующего автомобиля.

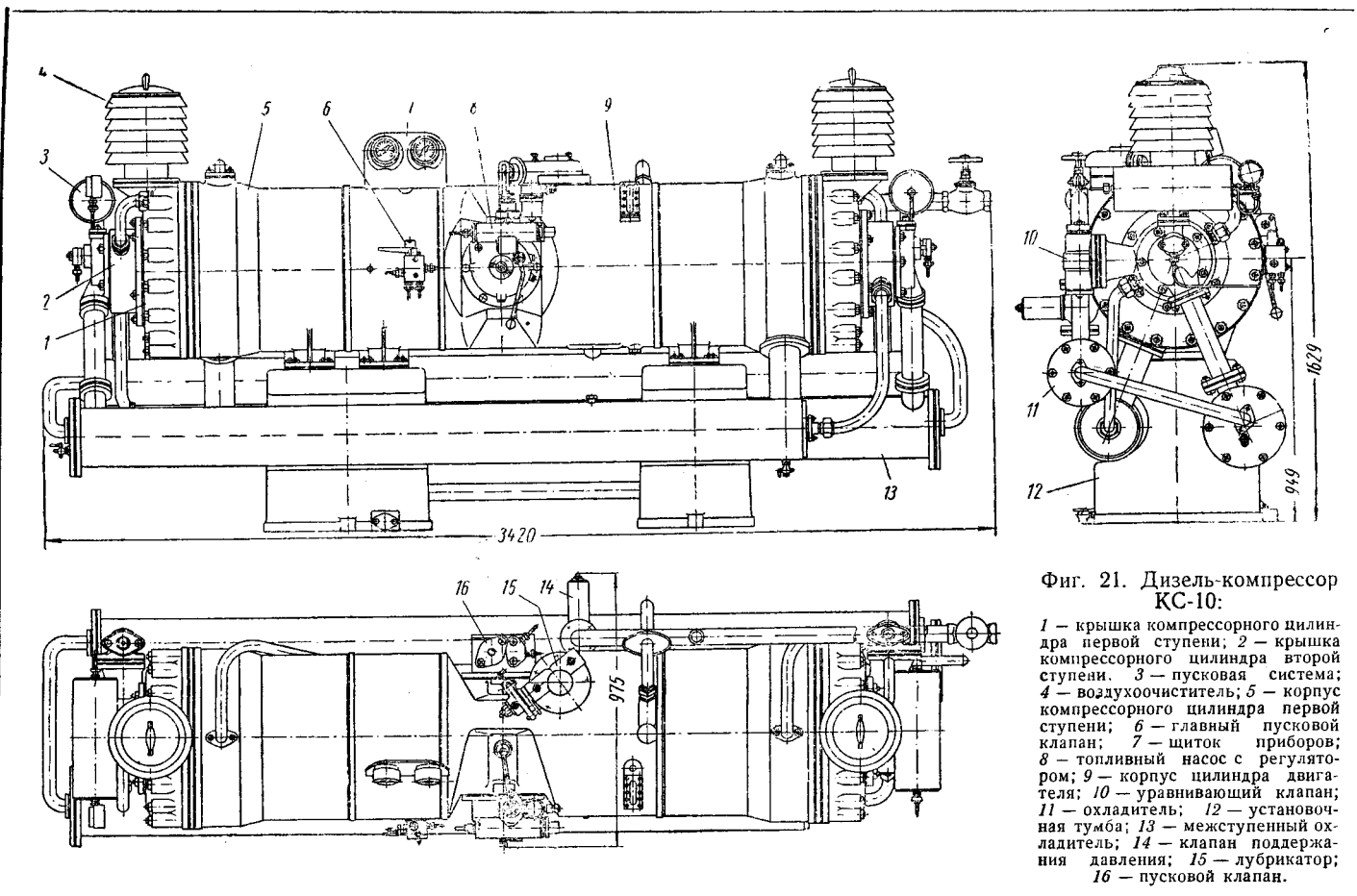
По бокам и сзади кузова укреплены отражатели света.

Дизель-компрессор КС-10

Кадужский завод Министрства путей сообщения по проекту, разработанному проектно-конструкторским бюро Центрального управления машиностроительных заводов (ЦУМЗ) МПС, изготовил этот дизель-компрессор (фиг. 21) пригоден также и для работы в передвижной компрессорной станции.

Дизель-компрессор устанавливается на двух литых чугунных тумбах, закрепляемых на полу помещения. Вода для охлаждения дизель-компрессора подается из водопровода или от стационарного устройства для охлаждения.

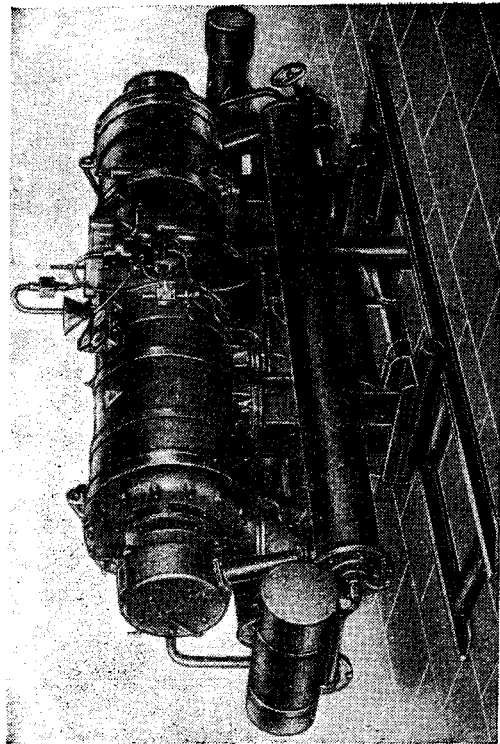
Дизель-компрессор КС-10 спроектирован по типу дизель-компрессора 2FK200A фирмы Юнкерс (фиг. 22), однако имеет ряд конструктивных отличий. Схема этих СДК (фиг. 23) в основном отличается от схемы дизель-компрессора 2СК 180/385-9 лишь



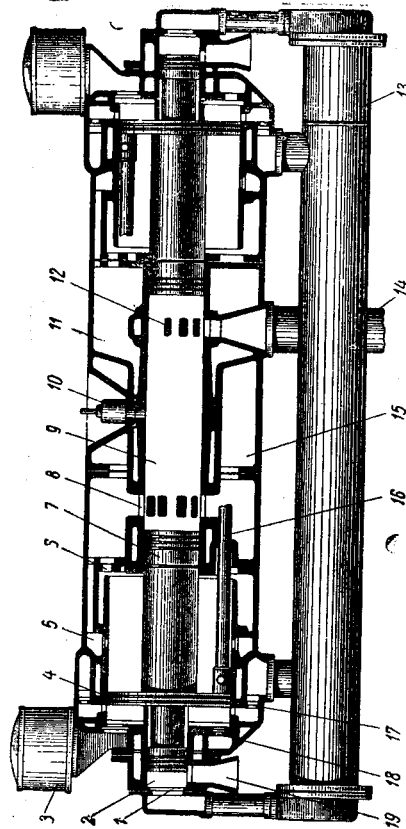
Фиг. 21. Дизель-компрессор КС-10:

- 1 — крышка компрессорного цилиндра первой ступени; 2 — крышка компрессорного цилиндра второй ступени; 3 — пусковая система; 4 — воздухоочиститель; 5 — корпус компрессорного цилиндра первой ступени; 6 — главный пусковой клапан; 7 — щиток приборов; 8 — топливный насос с регулятором; 9 — корпус цилиндра двигателя; 10 — выравнивающий клапан; 11 — охладитель; 12 — установочная тумба; 13 — межступенный охладитель; 14 — клапан поддержания давления; 15 — лубрикатор; 16 — пусковой клапан.

наличием перепускных клапанов 5 в компрессорных цилиндрах первой ступени. Через эти клапаны часть воздуха во время хода сжатия из цилиндра компрессора нагнетается в сборник продувочного воздуха. Таким образом, помимо воздуха от продувочного насоса (работающего так же, как у ранее описанных компрессоров)



Фиг. 22. Стационарный дизель-компрессор 2FK200A.



Фиг. 23. Принципиальная схема дизель-компрессора KS-10 и 2FK200A: 1 — впускной клапан компрессорного цилиндра второй ступени; 2 — полость компрессорного цилиндра второй ступени; 3 — воздухоочиститель; 4 — компрессорный поршень первой ступени и продувочного насоса; 5 — перепускной клапан; 6 — выпускной клапан продувочного насоса; 7 — поршень двигателя; 8 — впускная рубашка в корпусе двигателя; 9 — цилиндр двигателя; 10 — форсунка; 11 — водяная рубашка в корпусе двигателя; 12 — выпускные окна; 13 — межступенный охладитель; 14 — выпускная труба; 15 — сборник продувочного воздуха; 16 — рейка синхронизирующего механизма; 17 — впускной клапан компрессорного цилиндра первой ступени; 18 — выпускной клапан компрессорного цилиндра второй ступени; 19 — выпускной патрубок компрессорного цилиндра второй ступени.

ров) воздух для продувки цилиндра двигателя поступает также от компрессорных цилиндров первой ступени.

Важной конструктивной особенностью схемы является крепление реек 16 синхронизирующего механизма непосредственно к компрессорным поршням. Это позволяет существенно сократить общую длину и вес дизель-компрессора по сравнению с таким же компрессором, у которого рейки крепятся к поршням двигателя.

В основном принципиальная схема не отличается от схемы дизель-компрессора 2СК 189/385-9.

Группа дизель-компрессоров фирмы Юнкерс

К многочисленной группе СПДК фирмы Юнкерс, помимо упомянувшегося 2FK-200A, относятся, например, дизель-компрессор 2FK-115A, устанавливаемый на одноосном автоприцепе, выполненный в виде переносной станции (фиг. 24) или в стационарном исполнении. Этот дизель-компрессор имеет производительность до $4,2 \text{ м}^3/\text{мин}$ и давление воздуха от 5 до 7 атм. Его принципиальная схема не отличается от показанной на фиг. 23.

Имеется также одноступенчатый дизель-компрессор фирмы Юнкерс 1FK200A производительностью $12 \text{ м}^3/\text{мин}$ при давлении сжатого воздуха до 4 атм.

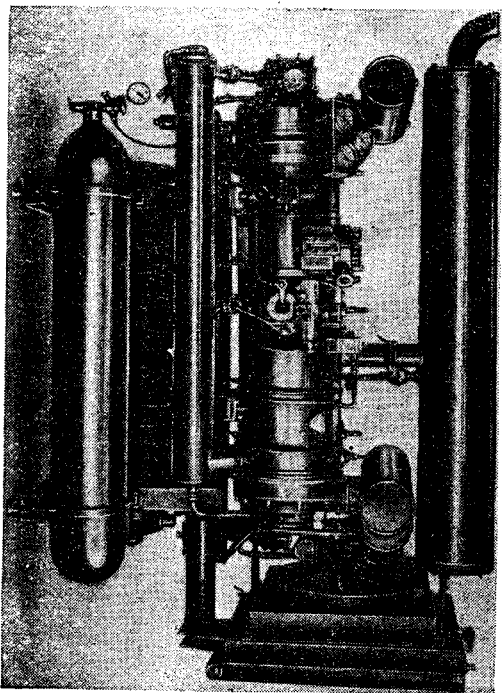
Фирма Юнкерс выпускала также и четырехступенчатый дизель-компрессор 4FK115A (фиг. 25) производительностью до $2,1 \text{ м}^3/\text{мин}$ и давлением до 300 атм, который во время второй мировой войны широко использовался для наполнения сжатым воздухом пусковых баллонов и для других целей.

Дизель-компрессор ДК2

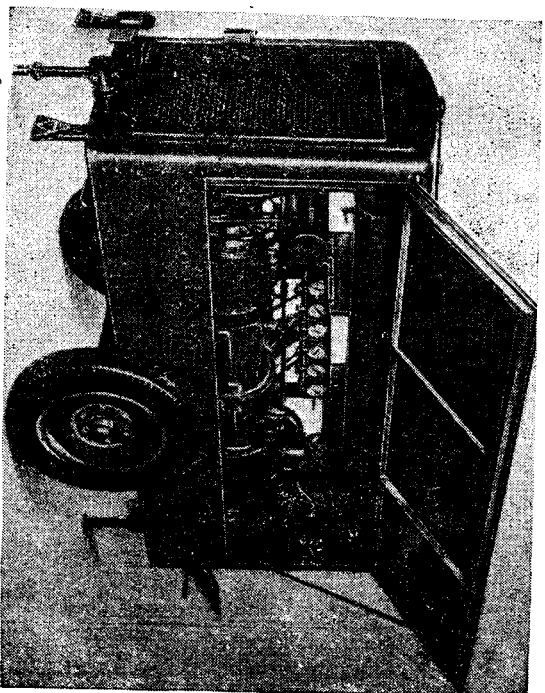
В качестве примера многоступенчатого СПДК приводится краткое описание дизель-компрессора ДК2 (фиг. 26), спроектированного по типу 4FK115A и в течение многих лет находящегося в серийном производстве в СССР.

Давление нагнетаемого компрессором воздуха в $\text{кг}/\text{см}^2$ *	150	205	230
Производительность в $\text{л}/\text{мин}$ при нормальных атмосферных условиях, температуре нагнетательного воздуха $+30^\circ\text{C}$ и противодавлении на выпуске 50 мм рт. ст.	12	9	8
Производительность на всасывании, приведенная к нормальным атмосферным условиям, в $\text{м}^3/\text{мин}$	1,69	1,74	1,73
Давление по ступеням компрессора в $\text{кг}/\text{см}^2$:			
первая	3—4	3—4	3—4
вторая	13—16	14—17	14—17
третья	46—52	53—58	55—62
Число циклов в минуту	825	875	910
Степень сжатия действительная	24	30	35
Средняя скорость поршня в $\text{м}/\text{сек}$	6,05	6,4	6,6
Индикаторная мощность в л. с.	55	60	64
Часовой расход топлива в кг	7,5	8,8	8,8
Индикаторный расход топлива в $\text{г}/\text{л. с. ч.}$	145	143	138

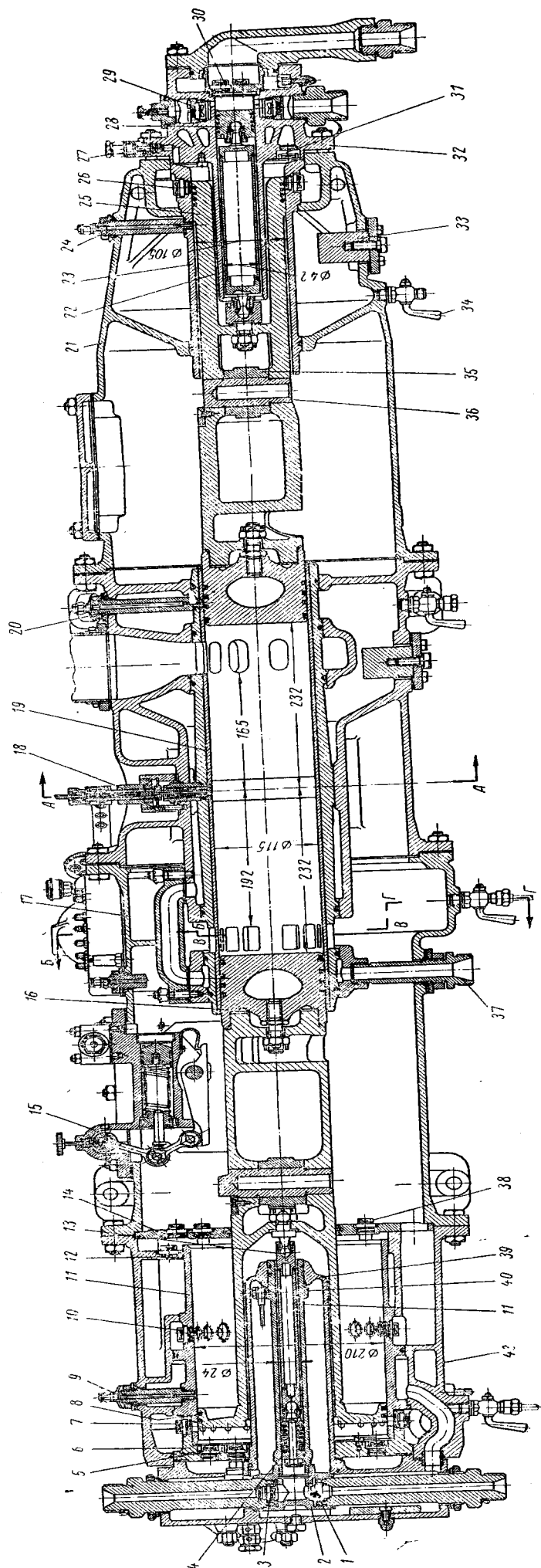
* Максимальное допустимое давление за четвертой ступенью компрессора в $250 \text{ кг}/\text{см}^2$.



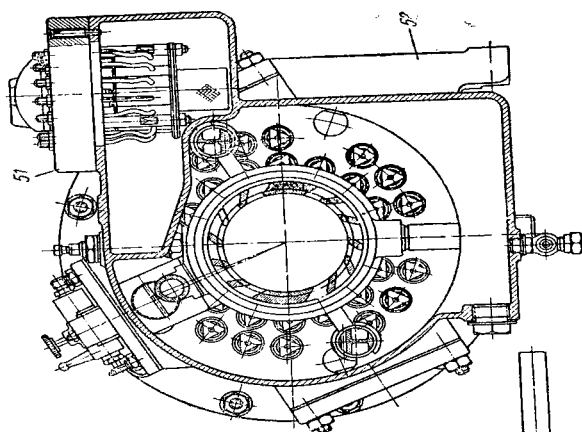
Фиг. 24. Переносная дизель-компрессорная станция с дизель-компрессором 2FK15A.



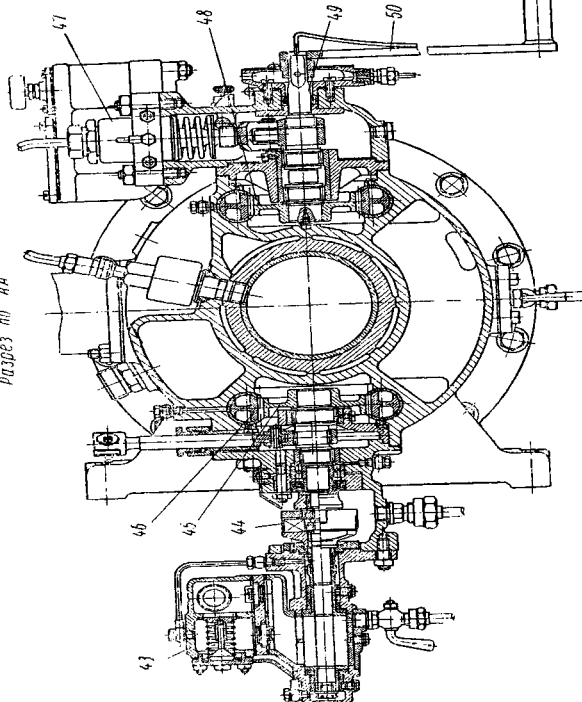
Фиг. 25. Передвижная компрессорная станция с дизель-компрессором 4FK15A.



Разрез по 66-80-17



Разрез по 44

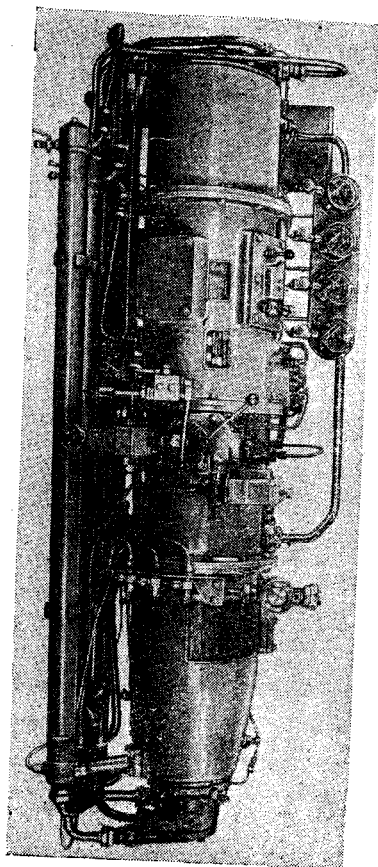


На фиг. 27 представлена принципиальная схема несимметричного дизель-компрессора ДК-2.

Так же как и в дизель-компрессорах КС-10 и 2ЕК200А, часть воздуха для продувки цилиндра двигателя отбирается из первой ступени компрессора.

Слева от цилиндра двигателя (фиг. 28, см. вклейку) размещены компрессорный цилиндр первой ступени и продувочного насоса и ступени.

Справа от цилиндра двигателя размещены компрессорные цилиндры второй и третьей ступени.



Фиг. 26. Дизель-компрессор ДК-2.

Корпус 17 цилиндра двигателя состоит из двух чугунных частей, соединенных между собой болтами.

Гильза 19 цилиндра двигателя — мокрого типа, стальная, с запрессованной чугунной втулкой.

Снаружи на корпусе двигателя установлен топливный насос 47 с фильтром и поллаковой камерой. Привод топливного насоса такой же, как в дизель-компрессоре 2СК 180/385-9, отличается от него лишь размерами, осуществляется от шестерни 48 синхронизирующего механизма.

На другой стороне корпуса двигателя установлен водяной насос 43, конструкция которого аналогична конструкции насоса дизель-компрессора 2СК 180/385-9. Привод водяного насоса и лубрикатора 51 осуществляется от шестерни 45 синхронизирующего механизма.

Лубрикатор вставлен в масляный резервуар, отлитый заодно с корпусом двигателя. На корпусе имеются два смотровых люка, закрытые крышками.

Пусковой механизм 15 размещен сверху; он устроен и действует так же как у дизель-компрессоров 1ДК и 2СК 180/385-9.

Вместе с корпусом двигателя отлиты лапы 52 для крепления дизель-компрессора к вертикальным стойкам рамы или к стене.

Корпуса компрессорных цилиндров первой и второй ступеней также чугунные, с центрирующими заточками, и присоединены к корпусу двигателя болтами. Между фланцами корпуса 42 первой ступени и двигателя зажата стальная разделительная плита 14 с выпускными клапанами 38 продувочного насоса и уплотнительным пружинным чугунным кольцом.

Гильзы компрессорных цилиндров первой и второй ступеней — мокрого типа. В среднем поясе гильзы первой ступени по ее окружности расположены в один ряд перепускные клапаны, через которые часть воздуха из первой ступени нагнетается в сборник продувочного воздуха. Цилиндр 32 третьей ступени имеет охлаждающую рубашку в виде кольцевого канала, расположенного только в области мертвого пространства.

Гильза 40 цилиндра четвертой ступени стальная, мокрого типа, окружена по всей длине водяной рубашкой. Масло для смазки поршня четвертой ступени подводится через штуцер в стенке гильзы.

172 клапана компрессорных цилиндров продувочного и водяного насосов одинаковы по устройству — сферические, тарельчатые, с цилиндрическими пружинами, но различаются по размерам и материалу деталей.

Клапаны первой ступени устанавливаются как впускные первой ступени и продувочного насоса и выпускные продувочного насоса.

Клапаны второй группы устанавливаются как выпускные первой ступени, а также впускные и выпускные второй ступени. Они отличаются от клапанов первой группы увеличенным диаметром проволочки пружины.

Клапаны третьей группы устанавливаются как впускные и выпускные третьей ступени и впускные четвертой ступени. Они отличаются от клапанов второй группы более прочным материалом сферической тарелки.

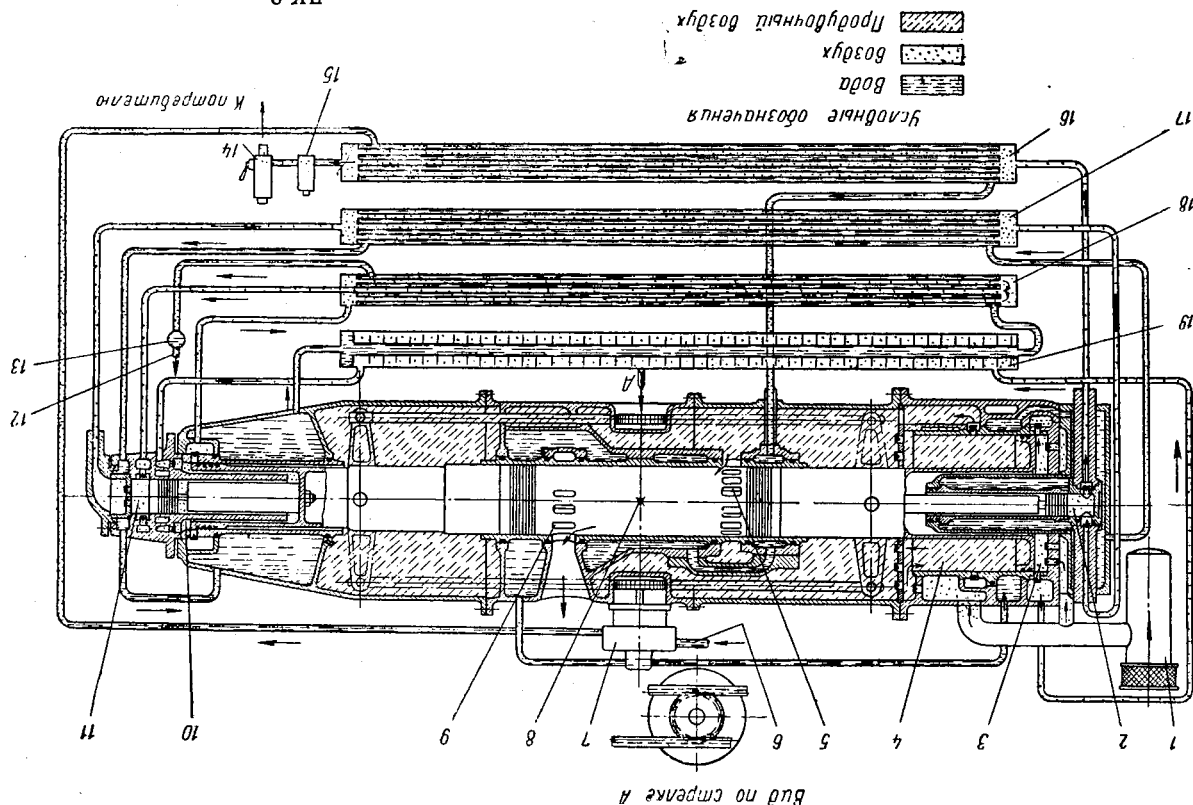
Клапан четвертой группы устанавливается как выпускной в четвертой ступени. Диаметр проходного отверстия и высота подъема тарелки уменьшены, изменена конструкция розетки и седла. Восемь клапанов пятой группы устанавливаются в водяном насосе как впускные и выпускные. Они отличаются от клапанов первой и второй групп материалом пружины (бронза), а также седла и розетки (нержавеющая сталь).

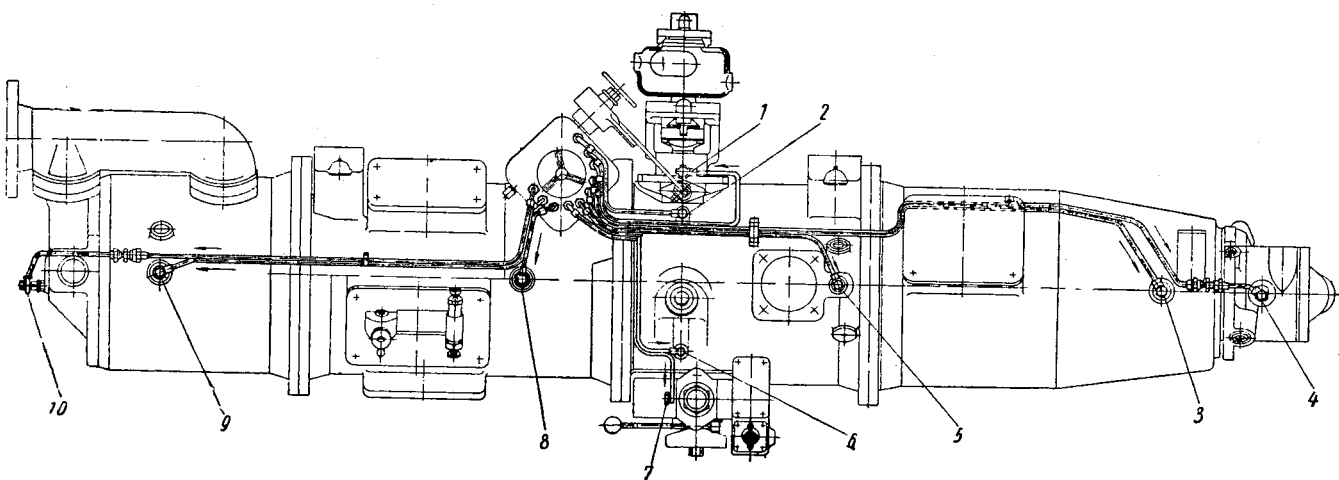
Компрессорные поршни первой и второй ступеней отлиты из чугуна. К их удлиненным хвостовикам крепятся центральная шпилькой дизельные поршни 16 и при помощи пальцев 36 траверсы 35 реек синхронизирующего механизма.

На компрессорном поршне первой ступени имеются два компрессионных кольца; второй ступени — четыре, третьей ступени — пять и четвертой ступени — семь. Кольца первой и второй ступени выполнены из чугуна, третьей и четвертой — из стали.

Поршни третьей и четвертой ступеней соединены с поршнями первой и второй ступени трубчатыми штангами 22 и 41 с шаро-

Фиг. 27. Принципиальная схема дизель-компрессора ДК-2:
1 — воздухоочиститель; 2 — четвертая ступень; 3 — первая ступень; 4 — продувочный насос; 5 — впускные окна; 6 — вход охлаждающей воды; 7 — водяной насос; 8 — форсунка; 9 — выпускные окна; 10 — вторая ступень; 11 — третья ступень; 12 — слая вода; 13 — смотровое стекло; 14 — клапан подержания давления; 15 — предохранительный клапан; 16 — 19 — межступенные охладители.





Фиг. 29. Схема смазки дизель-компрессора ДК-2. Трубопроводы: 1 — к приводу водяного насоса; 2 и 6 — к втулкам реек синхронизирующего механизма; 3 — к цилиндру второй ступени; 4 — к цилиндру третьей ступени; 5 и 8 — к цилиндру двигателя; 7 — к водяному насосу; 9 — к цилиндру первой ступени; 10 — к цилиндру четвертой ступени.

выми шарнирами 13, компенсирующими возможную несоосность цилиндров и поршней дизель-компрессоров.

Поршни двигателя представляют собой массивные чугунные отливки. В головке поршня установлено высокое первое кольцо, за которым расположены три обычных компрессионных.

Левая и правая поршневые группы в сборе с рейками подгоняются по весу так, чтобы разница весов не превышала 10 г.

Система питания дизель-компрессора рассчитана на подачу топлива из бака самотеком.

Одноплунжерный топливный насос имеет поплачковую камеру постоянного уровня и пластинчатый топливный фильтр.

Насос и форсунка открытого типа по устройству такие же, как у дизель-компрессора ДСК 180/385-9, отличаются лишь размерами.

Автоматическое регулирование подачи топлива в зависимости от нагрузки не предусмотрено. Имеется лишь ручное приспособление для изменения положения рейки насоса с пневматическим устройством для полного прекращения подачи топлива в этот момент, когда давление за четвертой ступенью превысит допустимую величину и откроется предохранительный клапан. Воздух, выходящий через предохранительный клапан, поступает по трубе к этому устройству, в результате чего топливный насос автоматически выключается. Этим достигается автоматическое предохранение от опасного превышения давления за четвертой ступенью.

Смазка дизель-компрессора (фиг. 29) производится так же, как описано выше.

Система охлаждения рассчитана на питание из водопровода холодной пресной или морской водой. Водяной насос дизель-компрессора обеспечивает необходимую принудительную циркуляцию воды через все охлаждающие рубашки и межступенные охладители.

В системе охлаждения предусмотрены антикоррозийные защитные покрытия поверхностей деталей, соприкасающихся с охлаждающей водой, а также цинковые протекторы 33, установленные в охлаждающих рубашках корпусов цилиндров дизель-компрессора, позволяющие пользоваться морской водой.

Водяной насос однопластный, двустороннего действия, по устройству не отличается от установленного на дизель-компрессоре ДСК 180/385-9.

Межступенные охладители установлены после каждой ступени компрессора.

Охладители первой и второй ступени являются также водоамслотделителями. Для спуска накопившегося конденсата и масла предусмотрены краны. Для выпуска воздуха из системы перед установкой поршней в пусковое положение пользуются шариковым краном, установленным в корпусе клапана поддержания давления. На охладителе первой ступени установлен предохранительный клапан, отрегулированный на давление 6,2 кг/см².

Пусковое устройство. Пуск дизель-компрессора производится сжатым воздухом (фиг. 30) при давлении за редуктором 30—

двигаются навстречу один другому — происходит пуск дизель-компрессора.

Автоматическое предохранение от перенапряжения механизмов во время пуска из-за повышенных давлений обеспечивается предохранительным клапаном 10, установленным на распределителе (отрегулирован на давление $26,6 \text{ кг/см}^2$) и предохранительным клапаном 14, установленным на охлаждающей первой ступени (отрегулирован на давление $6,2 \text{ кг/см}^2$).

Дифференцированное давление пускового воздуха для первой и всех остальных ступеней обеспечивает примерное равенство усилий, прилагаемых к левой и правой поршневым группам во время пуска.

§ 3. КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ С ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРАМИ, ИМЕЮЩИМИ БУФЕРНЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Станция Приморец-М

На раме 1 автоприцега (фиг. 31) вдоль его оси установлен дизель-компрессор 2 со всеми вспомогательными механизмами и устройством.

На передней стороне дизель-компрессора размещены механизмы 21 привода топливного насоса и двухсекционный топливный насос 22, а также ручной пусковой компрессор 17; над ним ручное пусковое устройство 16.

На верхней крышке корпуса двигателя укреплен лубрикатор 9 и центробежный водяной насос, которые приводятся от вала гидравлического двигателя. На другом конце вала гидравлического двигателя насажена крыльчатка вентилятора 7.

Принципиальная схема дизель-компрессора и порядок его работы показаны на фиг. 32.

С одной стороны цилиндра 5 двигателя расположен буферный цилиндр 1 с поршнем 2, а с другой — компрессорный цилиндр 8 с поршнем 11 и продувочный насос 6. Следовательно, схема не симметричная.

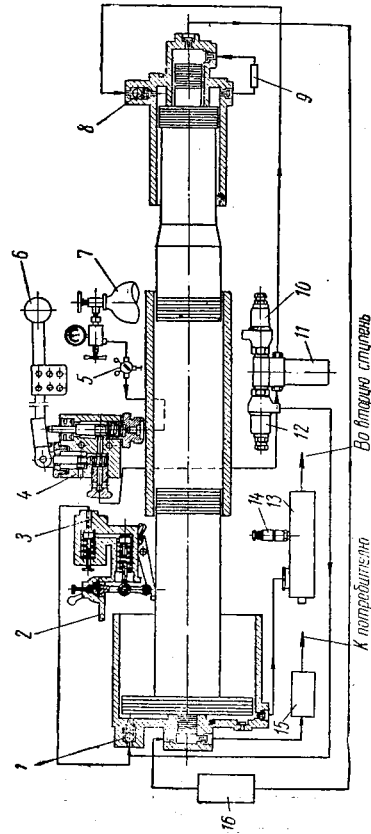
Движение поршней 3 и 4 к в.м.т. (фиг. 32, а) происходит под давлением воздуха, сжатого в буферном цилиндре и находящегося в мертвом пространстве компрессорного цилиндра. При этом происходит нагнетание воздуха в сборник 14 из продувочного насоса через самодействующие клапаны 13. Одновременно в компрессорный цилиндр всасывается воздух из атмосферы через впускные клапаны 10.

При движении поршня к н.м.т. (фиг. 32, б), происходящем под давлением продуктов сгорания топлива в цилиндре 5 двигателя, воздух, заключенный в буферном цилиндре, сжимается.

Здесь происходит накопление энергии для возврата хода. В продувочный насос воздух из атмосферы всасывается через впускные клапаны 12. Из компрессорного цилиндра воздух через впускные клапаны 9 нагнетается в ресивер 7 и далее поступает к потребителям. В конце хода дизельные поршни открывают

35 кг/см^2 . Номинальное давление в пусковом баллоне, поставленном вместе с дизель-компрессором 150 кг/см^2 . Емкость пускового баллона 40 л.

Сжатый воздух из баллона 7 поступает в редуктор 5, понижающий давление до $30-35 \text{ кг/см}^2$. Затем через ручной пусковой клапан 4 при нажатии рукоятки 6 он поступает в распределитель 11 пускового воздуха и в цилиндры второй, третьей и четвертой ступени. Заполнение этих ступеней происходит через шариковый пусковой клапан 8 цилиндра второй ступени. Из цилиндра второй ступени воздух поступает в охладитель 9 второй ступени, далее



Фиг. 30. Схема взаимодействия пусковых механизмов дизель-компрессора ДК-2:

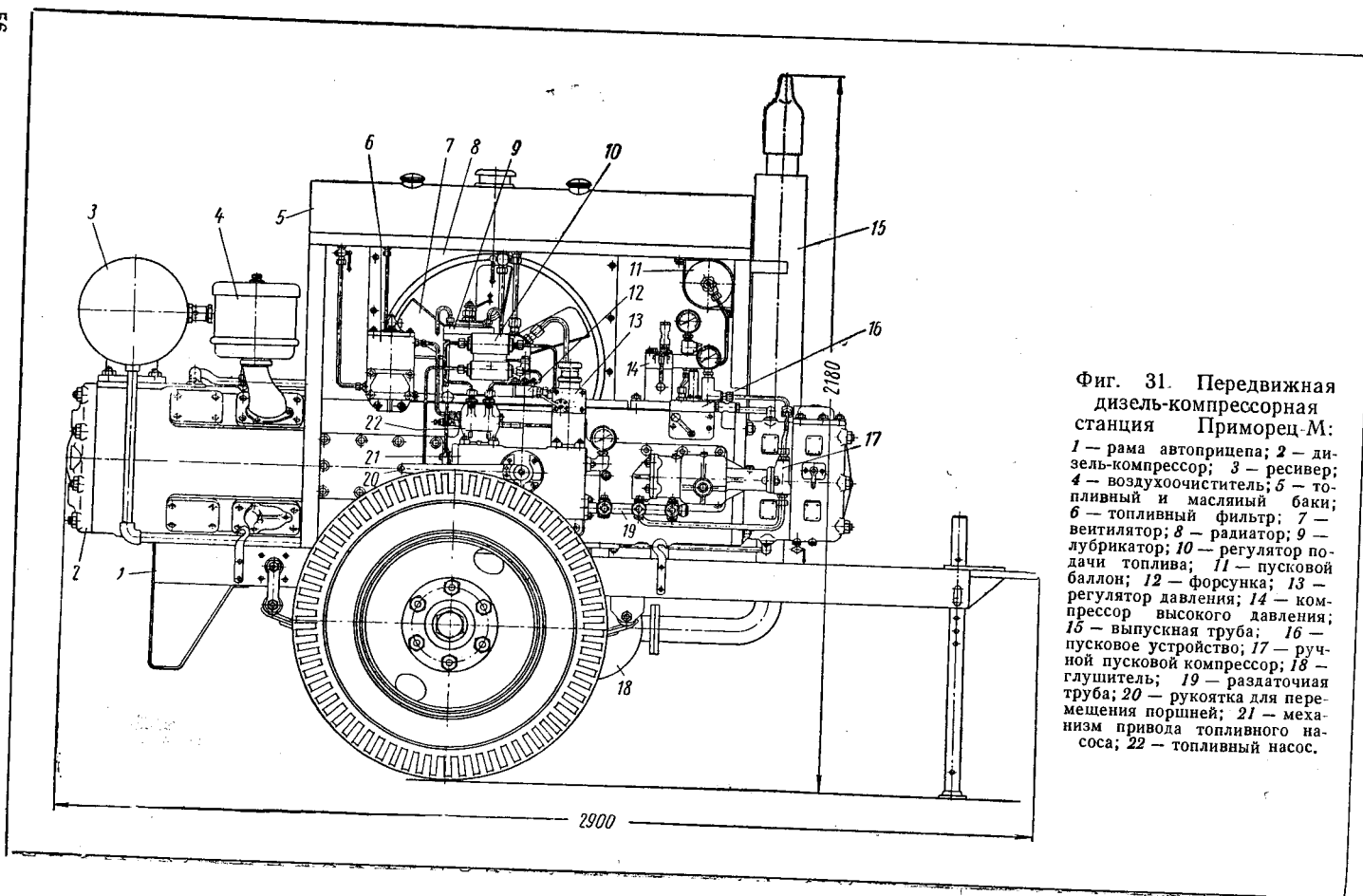
1 — шариковый пусковой клапан; 2 — автоматический пусковой механизм; 3 — автоматический пусковой клапан; 4 — ручной пусковой клапан; 5 — редуктор; 6 — рукоятка; 7 — баллон с пусковым сжатым воздухом; 8 — шариковый пусковой клапан цилиндра второй ступени; 9 — охладитель второй ступени; 10 — предохранительный клапан распределителя; 11 — распределитель пускового воздуха; 12 — клапан-регулятор; 13 — охладитель первой ступени; 14 — предохранительный клапан охладителя первой ступени; 15 — охладитель третьей ступени; 16 — охладитель второй ступени.

в цилиндр третьей ступени и в охладитель 16 третьей ступени, из него в цилиндр четвертой ступени и в охладитель 15 четвертой ступени. Выход воздуха из охладителя 15 четвертой ступени преграждается клапаном поддержания давления, который открывается только при давлении 150 кг/см^2 .

На распределителе пускового воздуха установлен клапан-регулятор 12, открывающий доступ воздуху в первую ступень как только давление в остальных ступенях и их охладителях достигнет $15,5 \text{ кг/см}^2$.

Заполнение цилиндра первой ступени и его охладителя происходит через шариковый клапан 1.

При достижении давления пускового воздуха в первой ступени $4-6 \text{ кг/см}^2$, а в остальных $24-26 \text{ кг/см}^2$ автоматический пусковой клапан 3 открывает доступ воздуху в цилиндр пускового механизма 2. Ударный поршень бьет по пальцу, который перемещает шарнирное соединение двухзвенника и выводит защелку из зацепления с пальцем траверсы. Освобожденные поршни дизель-компрессора под действием сжатого воздуха, заполняющего все цилиндры,



Фиг. 31. Передвижная
дизель-компрессорная
станция Приморец-М:

1 — рама автоприцепа; 2 — дизель-компрессор; 3 — ресивер; 4 — воздухоочиститель; 5 — топливный и масляный баки; 6 — топливный фильтр; 7 — вентилятор; 8 — радиатор; 9 — лубрикатор; 10 — регулятор подачи топлива; 11 — пусковой баллон; 12 — форсунка; 13 — регулятор давления; 14 — компрессор высокого давления; 15 — выпускная труба; 16 — пусковое устройство; 17 — ручной пусковой компрессор; 18 — глушитель; 19 — раздаточная труба; 20 — рукоятка для перемещения поршней; 21 — механизм привода топливного насоса; 22 — топливный насос.

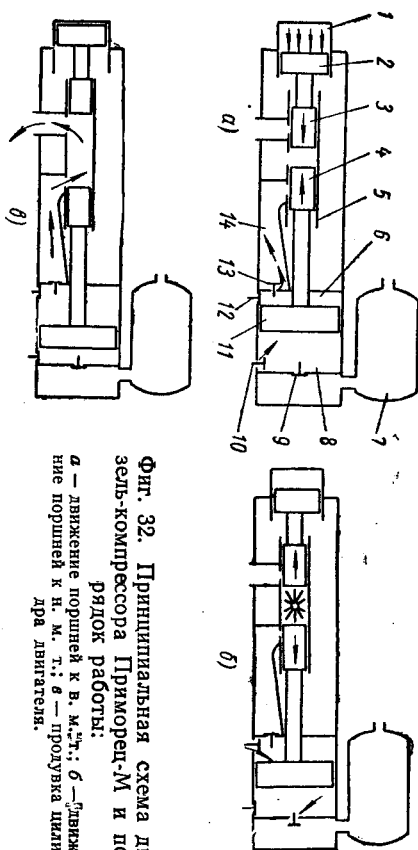
2900

выпускные и впускные окна в дизельном цилиндре (фиг. 32, в) — происходит выпуск отработавших газов в атмосферу и продувка цилиндра. Воздух в буферном цилиндре сжат настолько, что он в состоянии произвести работу, необходимую для возврата поршней к в.м.т., причем часть работы будет совершена сжатым воздухом, заполняющим мертвое пространство компрессорного цилиндра.

На фиг. 33 показан продольный разрез дизель-компрессора одно-ступенчатого сжатия Приморец-М.

В литой чугунный корпус 8 двигателя вставлен чугунный цилиндр 22 двигателя.

Цилиндр двигателя представляет собой сложную отливку с охлаждающими рубашками и приливами для размещения двух гильз форсунок 13 и предкамер 14.



Фиг. 32. Принципиальная схема дизель-компрессора Приморец-М и рядок работы:
а — движение поршней к в.м.т.; б — движение поршней к н.м.т.; в — продувка цилиндра двигателя.

Цилиндр вкладывается в корпус сверху и зажимается крышками впускного и выпускного сборников. Уплотнение обеспечивается резиновыми кольцами.

Сборник 23 продувочного воздуха отделен от общего внутреннего пространства корпуса двигателя, сообщаясь с атмосферой.

Масло подводится от лубрикатора через штуцера 10, ввернутые в стенку цилиндра.

Выпускные газы из гильзы поступают по трубе 21 в глушитель, расположенный ниже дизель-компрессора.

К левому торцу корпуса двигателя прикреплен литой чугунный компрессорный цилиндр 25 с внутренней клапанной крышкой 26, в которой размещены три выпускные клапана 27. Клапанное пространство закрыто крышкой 28 цилиндра, в которой находится механизм 1 поддержания давления в мертвом пространстве компрессора.

В пусковой период, когда давление воздуха в ресивере 2 мало, механизм поддержания давления под действием сильной цилиндрической пружины, воздействующей на вылку, плотно прижимает

наружную плиту клапана к пластинам, не позволяя последним открываться при давлении в цилиндре меньше 6 *ати*. При достижении в ресивере давления, близкого к 6 *ати*, цилиндрическая пружина механизма поддержания давления сжимается и выпускные клапаны начинают работать нормально в течение всего хода нагнетания. Это создает постоянный высокий буферный эффект мертвого пространства компрессорного цилиндра. На ресивере установлен предохранительный клапан 3.

Впускные клапаны в компрессорном цилиндре расположены по его окружности, так же как впускные клапаны 6 продувочного насоса. На фиг. 33 впускные клапаны компрессорного цилиндра закрыты поршнем 24.

Воздух из атмосферы в компрессорный цилиндр и в продувочный насос поступает очищенным в общем воздухоочистителе 4. К клапанам он подводится по воздушным каналам, выполненным в отливке цилиндра. Между воздушными каналами по всей длине цилиндра размещена охлаждающая водяная рубашка. Крышка 28 цилиндра также имеет водяную рубашку для охлаждения. Вода из охлаждающих рубашек поступает в радиатор 11, где охлаждается потоком воздуха, создаваемым вентилятором 12.

Трубочатый шток, соединяющий компрессорный поршень с поршнем двигателя, проходит сквозь выпускной клапан 7 продувочного насоса. Для уплотнения применены разрезные бронзовые кольца.

Масло для смазки компрессорного поршня подводится через штуцер 5, соединенный с лубрикатором.

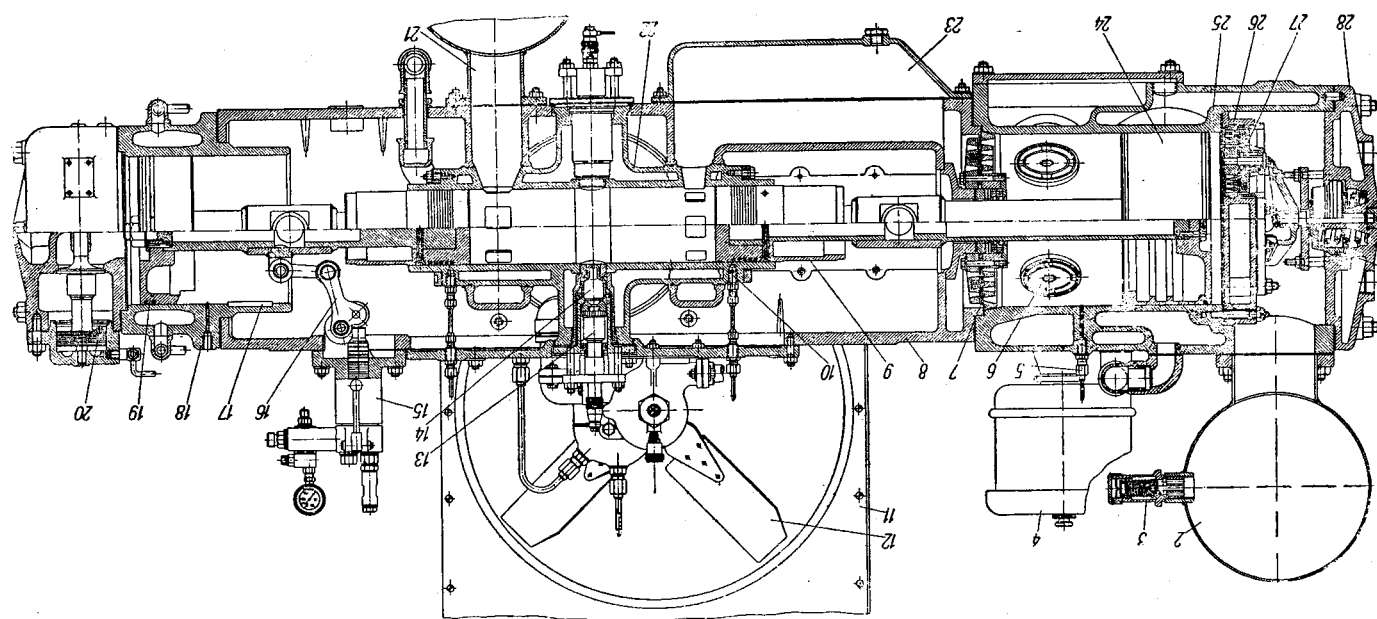
Впускные клапаны компрессорного цилиндра и продувочного насоса одинаковы по устройству и размерам. Это кольцевые пластинчатые клапаны с дисковыми перфорированными пластинами.

Выпускные клапаны компрессорного цилиндра и продувочного насоса сходны по принципу действия, но отличаются по размерам и устройству. В них также применены перфорированные дисковые пластины с вспомогательными цилиндрическими пружинами, расположенными по окружности.

В клапанах компрессорного цилиндра пластина может быть плотно прижата к внутренней плите наружной плитой. Плиты разжимаются центральной цилиндрической пружиной.

К другому торцу корпуса двигателя крепится чугунный буферный цилиндр 18 с поршнем 19. Верхняя часть цилиндра окружена водяной охлаждающей рубашкой. На рабочей поверхности цилиндра имеется выемка 17, совпадающая с уступом на юбке буферного поршня. При положении поршня у в. м. т. через выемку 17 рабачее пространство буфера сообщается с атмосферным воздухом, поступающим внутрь корпуса двигателя. Этим восполняются утечки воздуха из буферного цилиндра и стабилизируются начальные параметры процесса сжатия в буферном цилиндре, а следовательно, и буферный эффект в целом.

Буферный цилиндр закрыт чугунной литой крышкой, в которой размещен пусковой механизм 20.



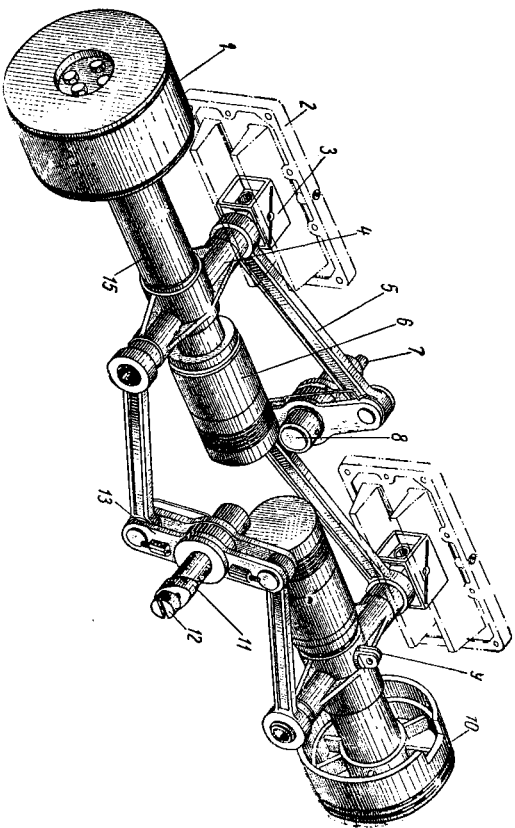
Фиг. 33. Дизель-компрессор Приморск-М, продольный разрез.

Поршень буфера соединен с поршнем двигателя пустотельным штоком.

Поршень двигателя чулунный с пятью обычными компрессионными кольцами.

Поршневые группы в сборе с синхронизирующим механизмом показаны на фиг. 34.

К штокам 15, соединяющим поршень 6 двигателя с поршнем 1 компрессора и с поршнем 10 буфера, приварены крестовины 4. На концах крестовин имеются шейки, на которые надеты шатуны 5.



Фиг. 34. Синхронизирующий механизм в сборе с поршневыми группами.

Шарнирно соединенные с рычагами 13. Валы 8 и 12 рычагов вращаются в подшипниках, закрепленных в корпусе двигателя. Ползун 3, движущийся в чулунных направляющих 2, укрепленных в корпусе двигателя, разгружает синхронизирующий механизм и поршни от вертикальных усилий.

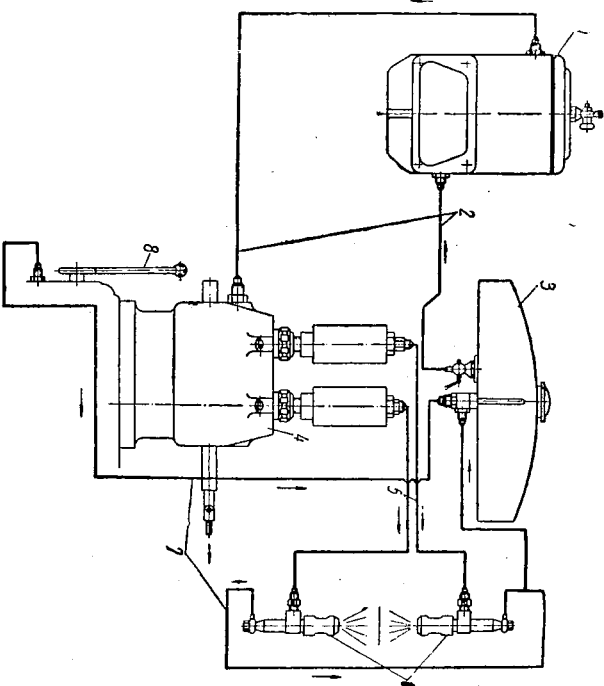
На переднем валу 12 рычага синхронизирующего механизма закреплен на шпонке кулачок 11 привода топливного насоса. На торце вала имеется паз для рукоятки, при помощи которой поршни разводят к н. м. т. перед пуском дизель-компрессора.

На торце другого вала 8 имеется эксцентрично расположенный палец 7 для привода масляного насоса, питающего гидродвигатель-вентилятора.

К крестовине штока буферного поршня сверху приварена проушина 9 для присоединения рычажно-звенчатой передачи 16 (фиг. 33) привода пускового компрессора 15.

Система питания топливом показана на фиг. 35.

Топливо из бака 3 самотеком по трубопроводам 2 поступает в стандартный (тракторный) пластинчато-щеточный фильтр 1. Очищенное в фильтре топливо направляется в топливный насос 4, в котором установлены плунжерные пары, применяемые в тракторных топливных насосах. Кулачок на валу кулисы синхронизирующего механизма толкает двуплечее коромысло, качающееся на эксцентриковой оси. Оба плеча коромысла одновременно поднимают плунжеры насоса, и топливо по трубопроводам 5 нагнетается в форсунки 6.



Фиг. 35. Система питания топливом дизель-компрессора
Приморет. М.

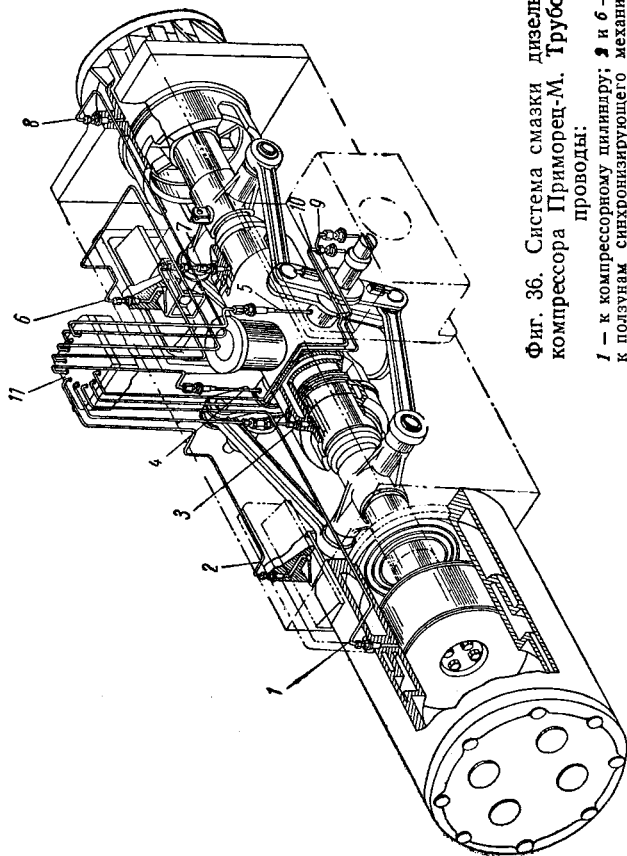
Из-за больших размеров камеры сгорания затруднительно обеспечить хорошее смесеобразование при помощи одной форсунки, поэтому их установлено две.

Форсунки одновременно впрыскивают топливо в предкамеры, в которых начинается горение. Повышающееся при этом давление способствует дальнейшему интенсивному перемешиванию несгоревшей части топлива с воздухом, находящимся в основной камере сгорания, заключенной между поршнями. При таком методе смесеобразования можно уменьшить давление впрыскивания топлива до 115—130 кг/см², обеспечить невысокое максимальное давление сгорания в цилиндре двигателя и небольшую скорость нарастания давления. Двигатель менее чувствителен к изменением момента на чага впрыска топлива на переменных режимах, а также к качеству топлива, чем при непосредственном впрыске в главную камеру сгорания.

Регулирование момента начала впрыска осуществляется с помощью эксцентриковой оси толкающего коромысла на длине хода поршня 9 мм.

Топливо, отсекаемое плунжером насоса и просасывающееся через неплотности в форсунках, возвращается в топливный бак по трубопроводам 7.

Прокачивание топлива в системе перед пуском дизель-компрессора производится при помощи рукоятки 8.



Фиг. 36. Система смазки дизель-компрессора Приморец-М. Трубопроводы:

1 — к компрессорному цилиндру; 2 и 6 — к ползунам синхронизирующего механизма; 3 и 7 — к поршням двигателя; 4, 5 и 9 — к подшипникам валов рычагов синхронизирующих механизмов; 8 — к буферному цилиндру; 10 — к механизму привода топливного насоса.

Смазка дизель-компрессора осуществляется под давлением от десятиплунжерного лубрикатора (фиг. 36).

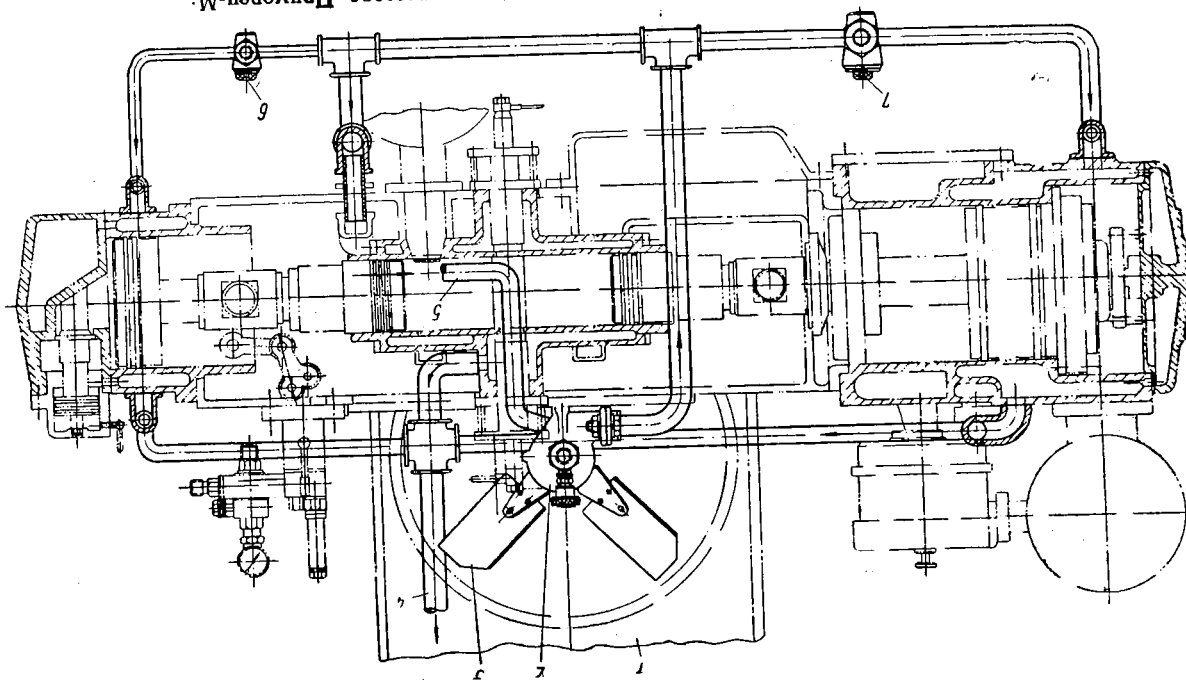
Лубрикатор приводится в движение от вала гидравлического двигателя, вращающего водяной насос и вентилятор.

Система охлаждения показана на фиг. 37.

Центробежный водяной насос 2 забирает через трубу 5 воду, охлажденную в радиаторе 1, и нагнетает ее параллельными потоками по трубопроводам в охлаждающие рубашки компрессорного, дизельного и буферного цилиндров. Нагретая вода поступает в сборную трубу и сливается через трубу 4 в верхний бачок радиатора. Для регулирования интенсивности потоков в охлаждающих рубашках цилиндров служат два вентиля 6 и 7.

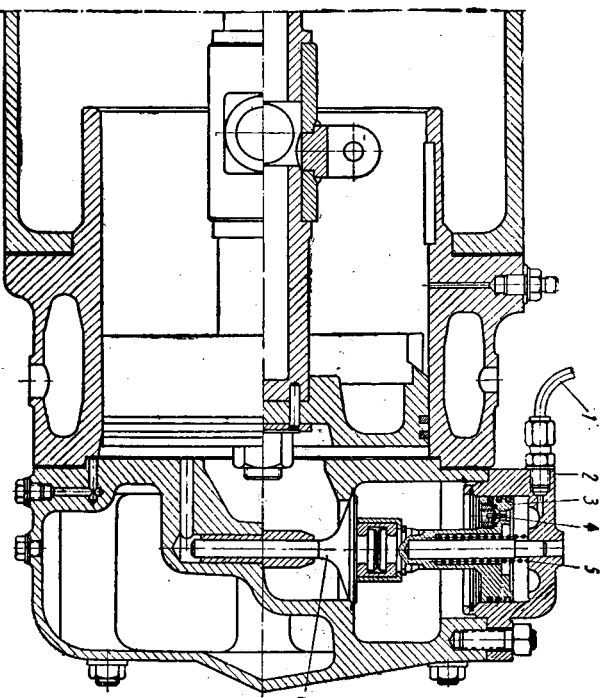
Гидравлический привод водяного насоса, вентилятора и лубрикатора состоит из двухплунжерного масляного насоса и шестерчатого двигателя.

Фиг. 37. Схема системы охлаждения дизель-компрессора Приморец-М: 1 — радиатор; 2 — водяной насос; 3 — крыльчатка вентилятора; 4 — труба для отвода воды из радиатора; 5 — труба для подачи воды к радиатору; 6 и 7 — вентили.



Два горизонтально расположенные плунжера масляного насоса приводятся в движение от эксцентрикового палца 7 (фиг. 34). Масло из насоса поступает через нагнетательные клапаны к паре шестерен гидравлического двигателя, вращает их и возвращается по параллельным сливным каналам. На одном конце оси шестерни закреплена на шпонке ступица вентилятора, а на другом — муфта привода водяного насоса.

Дубликатор приводится от валика крыльчатки водяного насоса.



Фиг. 38. Пусковое устройство дизель-компрессора
Примореч-М:

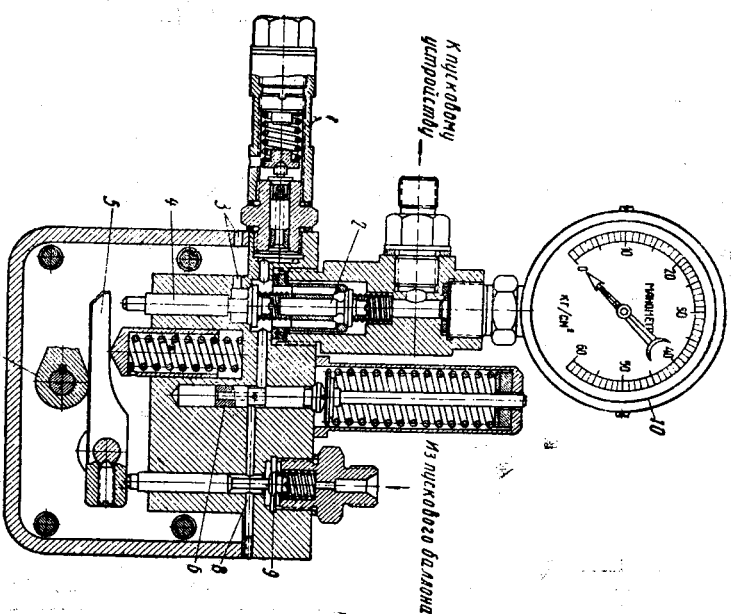
1 — трубка для подачи и выпуска сжатого воздуха; 2 — цилиндр пускового устройства; 3 — поршень; 4 — клапан; 5 — возвратная пружина поршня; 6 — пусковой клапан.

Сливной канал в корпусе гидравлического двигателя соединен трубкой с масляным баком, что обеспечивает постоянное заполнение системы маслом.

Пусковое устройство смонтировано в крышке буферного цилиндра (фиг. 38). После того как рукояткой разведут поршневые группы к н. м. т., открывают вентиль пускового баллона. Воздух по трубке 1 поступает в пространство над поршнем 3, заставляя открыться клапан 4 и заполняет пространство под поршнем 3 до тех пор, пока давление не достигнет 37 атм. При этом давлением автоматический клапан в главном пусковом кране, установленном между пусковым баллоном и пусковым устройством, закрывает доступ воздуха из баллона в трубку 1. Как только давление над поршнем и под ним выравнивается, клапан 4 под действием пружины

закрывается и разобщает пространство над и под поршнем. Затем, повернув рукоятку механизма управления пуском, пространство над поршнем через трубку 1 соединяют с атмосферой.

В этот момент поршень 3 резко поднимается вверх, улетая за собой клапан 6. Сжатый воздух из пространства под поршнем 3 воздействует на поршень буферного цилиндра и соединенный с ним дизельный поршень, и они движутся к в. м. т. Это движение через синхронизирующий механизм передается другой поршневой группе;



Фиг. 39. Механизм управления пуском.

происходит сжатие воздуха, заключенного в пространстве между поршнями двигателя, выпрыскивание и сгорание топлива. Дизель-компрессор начинает работать. Клапан 6 закрывается.

На фиг. 39 показано устройство механизма управления пуском. Сжатый воздух из пускового баллона поступает через открытый клапан 9 в канал 8, открывает клапан 2 и устремляется в пусковое устройство. Как только давление в системе возрастет до 37 атм, клапан 6 преодолевает усилие пружины и перекрывает канал 8, прекращая доступ воздуха в пусковое устройство. За наступлением этого момента наблюдают по манометру 10. Поворотом рукоятки с помощью кулачка 7 поворачивают двуплечий рычаг 5. Правое плечо рычага опускается, и клапан 9 перекрывает доступ сжатому воздуху из баллона. Левое плечо рычага приподнимает клапан 4, и

воздух из надпоршневой полости пускового устройства устремляется в атмосферу через отверстия 3; при этом клапан 4 упирается в хвостовик клапана 2 и не позволяет ему закрыться. Клапан 6 опускается вниз.

Предохранительный клапан 1 открывается в том случае, если давление в пусковой системе превысит 37 атм.

На фиг. 40 показано расположение механизмов пусковой системы. Пусковой баллон 7 наполняют сжатым воздухом от пускового компрессора 6, нагнетающего воздух до давления 75 атм. Пусковой компрессор всасывает воздух из ресивера дизель-компрессора по трубе 3 и сжимает до максимального давления 75 атм. Доступ воздуха из ресивера в пусковой компрессор открывается клапаном, при нажатии на рукоятку. Если машинист не нажимает на рукоятку, клапан остается закрытым и компрессор не работает, так как поршень удерживается в верхнем положении благодаря разрежению над ним.

В том случае, если пусковой баллон опорожнен, пуск дизель-компрессора производят при помощи ручного компрессора 16. Сжатый воздух накачивается в пусковое устройство дизель-компрессора по трубе 15, пока давление не поднимается до 37 атм; после этого, поворотом рукоятки механизма управления пуском производят пуск, как и от пускового баллона.

Ресивер 1 (фиг. 40) дизель-компрессора установлен над корпусом компрессорного цилиндра. Для удобства присоединения шлангов к компрессорной станции раздаточная труба 4 с тремя кранами помещена внизу и сбоку дизель-компрессора. Воздух к ней подводится по главному трубопроводу 2, закрепленному на корпусе механизма привода топливного насоса. По каналам в корпусе воздух поступает к раздаточной трубе и к манометру 5. Раздаточная труба также укреплена на корпусе.

Шасси автоприцепа изготовлено специально для дизель-компрессора. Колеса и шины для шасси использованы от автомобиля ЗИС-5.

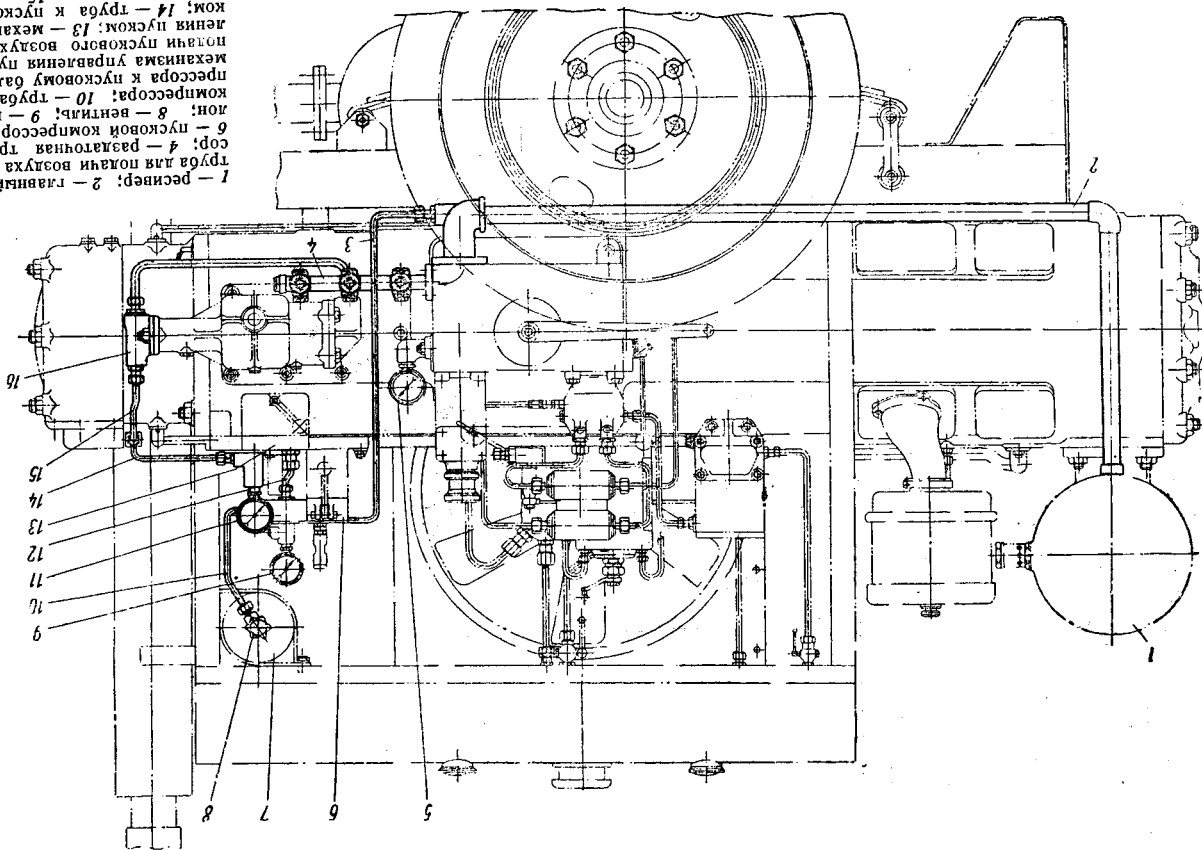
При проектировании дизель-компрессорной станции Приморец-М за образец была принята аналогичная компрессорная станция Пескара, хорошо зарекомендовавшая себя в эксплуатации. Станция Приморец-М имеет ряд существенных конструктивных отличий от станции Пескара, объясняющихся технологическими особенностями производственной базы, для которой станция проектировалась, и стремлением конструкторов использовать ряд изделий отечественной автогравитной промышленности (топливная аппаратура, арматура, нормалы, детали шасси и др.).

Станция Р42 Пескара-Мунтц

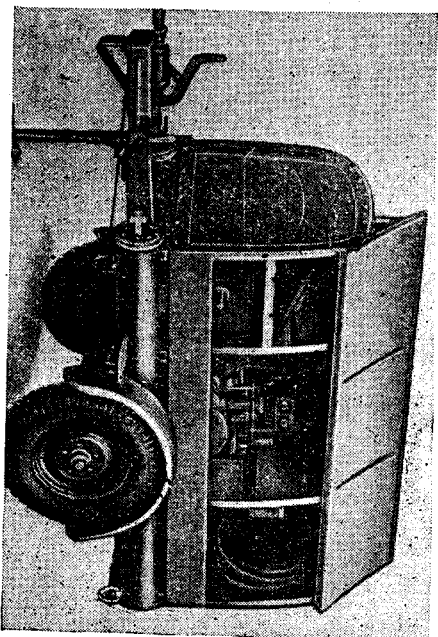
На фиг. 41 и 42 показан внешний вид станции, смонтированной на специальном одноосном автоприцепе.

На шасси автоприцепа, вдоль его оси, установлен дизель-компрессор. Сбоку от него расположен радиатор системы водяного

Фиг. 40. Схема расположения пусковых механизмов и трубопроводов:
1 — ресивер; 2 — главный трубопровод; 3 — труба для подачи воздуха в пусковой компрессор; 4 — раздаточная труба; 5 — манометр; 6 — пусковой компрессор; 7 — пусковой баллон; 8 — вентиль; 9 — манометр пускового компрессора; 10 — труба от пускового компрессора к пусковому баллону; 11 — манометр механизма управления пуском; 12 — труба для подачи пускового воздуха в механизм управления пуском; 13 — механизм управления пуском; 14 — труба к пусковому устройству дизель-компрессора; 15 — труба от ручного пускового компрессора; 16 — ручной пусковой компрессор.



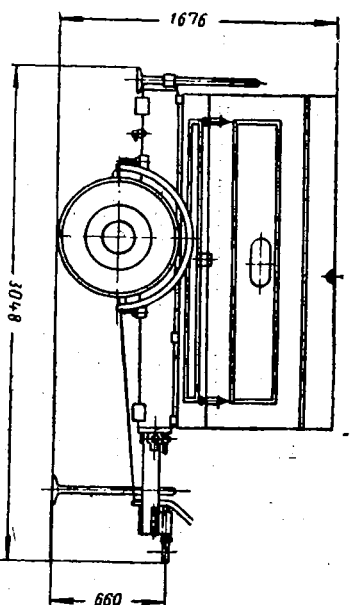
охлаждения; два раздаточных ресивера образуют лонжероны рамы автоприцепа. Дизель-компрессор накрыт капотом, под кото-



Фиг. 41. Внешний вид передвешенной СПДКС Пескара-Мунца Р42.

рым имеется место для размещения шлангов и пневматических инструментов.

Несмотря на существенное различие основных размеров, дизель-компрессоры Р42 (фиг. 43) и Приморец-М сходны по устройству и работе. Существенно отличаются лишь пусковые механизмы, буферные цилиндры, система блокировки выпускных клапанов



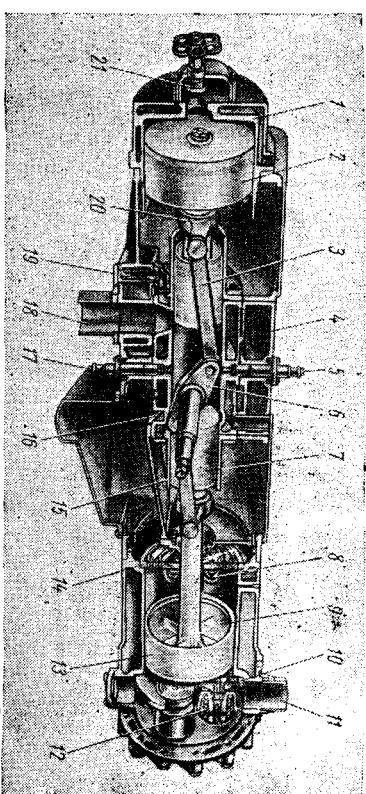
Фиг. 42. Основные размеры станции Р42.

компрессора, механизм привода вспомогательных агрегатов, система смазки и топливная аппаратура. Остальные детали отличаются по размерам и конструктивному оформлению, в основном по применяемым материалам, а также по методам механической и термической обработки.

Рассмотрим основные конструктивные особенности станции Р42.

Компрессорный цилиндр (фиг. 44), так же как и у дизель-компрессора Приморец-М, имеет четыре выпускных клапана 9 продольного насоса и четыре выпускных клапана 7 компрессорного цилиндра, расположенных по окружности. Воздух, очищенный в комбинированном воздухоочистителе 1 автомобильного типа с масляной ванной поступает к клапанам через общий коллектор в отливке цилиндра.

В крышке компрессорного цилиндра размещены три выпускных клапана 6, для блокирования которых во время пуска применено



Фиг. 43. Устройство дизель-компрессора Р42.

1 — буферный цилиндр; 2 — поршень буферного цилиндра; 3 — шатун синхронизирующего механизма; 4 — корпус двигателя; 5 и 17 — верхняя и нижняя форсунки; 6 — рычаг синхронизирующего механизма; 7 — поршень двигателя; 8 — выпускной клапан продольного насоса; 9 — п-ие выпускных клапанов компрессора (закрыты поршнем); 10 — выпускной клапан компрессора; 11 — выпускная труба сжатого воздуха; 12 — устройство для автоматического закрывания выпускных клапанов при пуске; 13 — поршень компрессора; 14 — выпускной клапан продольного насоса; 15 — цилиндр двигателя; 16 — выпускные окна; 18 — выпускная труба; 19 — выпускной патрубок системы охлаждения; 20 — крестовина синхронизирующего механизма; 21 — регулирующий клапан буферного цилиндра.

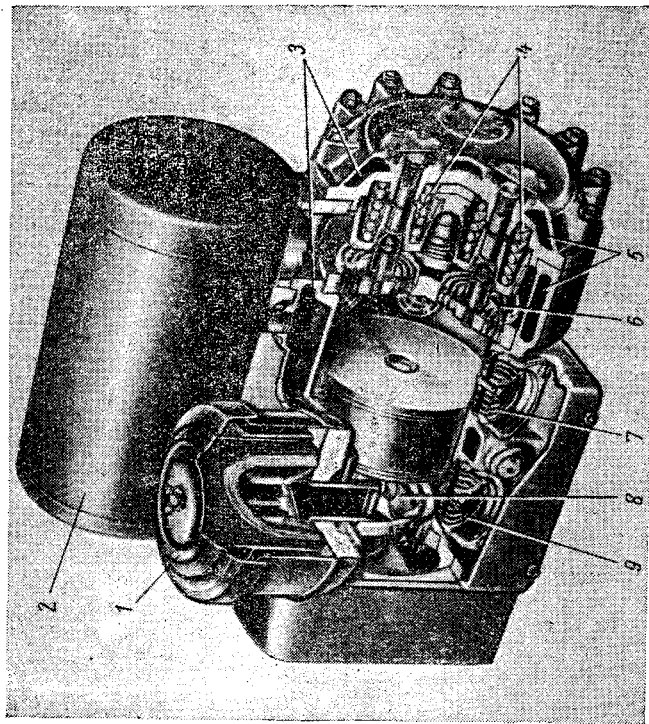
иное устройство, чем у дизель-компрессора Приморец-М. Здесь против каждого клапана 6 расположен поршень, прижимаемый к нему пружинной 4. Как только давление воздуха в цилиндре достигнет номинальной величины, блокировочные поршни отжимаются и пластины начинают работать нормально. В дальнейшем блокировочные поршни удерживаются в этом положении давлением воздуха на их днища.

Буферный цилиндр (фиг. 45) станции Р42 не имеет пускового устройства. Для усиления буферного эффекта и повышения надежности пуска на время пуска дизель-компрессор можно отключать от буферного цилиндра часть объема. Во время нормальной работы дизель-компрессора клапан, перекрывающий выделенный объем, открывают маховиком 2.

Полноценные утечки воздуха из буферного цилиндра происходит через отверстия 4, просверленные в стенке цилиндра, которые поршень открывает, находясь у в. м. т.

В цилиндре двигателя установлены две форсунки — одна сверху, другая снизу. Топливо в них нагревается по общему разветвленному трубопроводу от однолунжерного топливного насоса, который приводится от кулачка, закрепленного на валу рычага синхронизирующего механизма.

Смазка дизель-компрессора комбинированная. Все подшипники смазываются под давлением от однолунжерного масляного насоса,



Фиг. 44. Компрессорный цилиндр дизель-компрессора Р42:

1 — воздухоочиститель; 2 — ресерв; 3 и 5 — водяные рубашки; 4 — пружины блокировочных поршней; 6 — выпускной клапан; 7 и 9 — выпускные клапаны компрессорного цилиндра и продувочного насоса; 8 — выпускной клапан продувочного насоса.

приводимого в движение от кулачка на валу рычага синхронизирующего механизма. Этот насос отсасывает масло из нижней части картера пускового механизма, куда оно снова стекает со смазываемых деталей.

Буферный поршень и поршни двигателя смазываются маслом разбрызгиваемым шатунами синхронизирующего механизма.

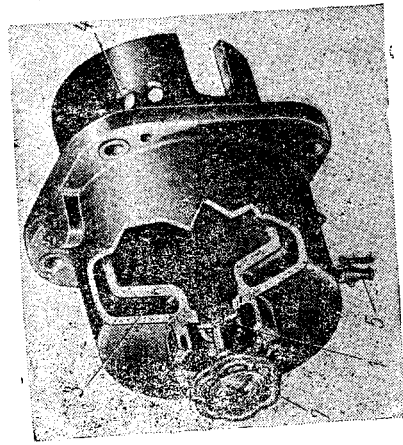
К компрессорному поршню смазка поступает от лубрикатора, приводимого в движение от газовой турбины (фиг. 46), работающей на выпускных газах.

Водяной центробежный насос и вентилятор приводятся в движение от этой же газовой турбины. Привод 3 от вала колеса турбины к водяному насосу прямой, а привод 2 к лубрикатору — через

червячный редуктор, понижающий число оборотов. Крыльчатка 7 вентилятора отлита за одно целое с колесом турбины, на котором закреплены лопасти 4.

Проточная часть 8 турбины отлита за одно целое со статором, в котором находятся подшипники вала колеса турбины.

Выпускные газы из цилиндра двигателя дизель-компрессора подводятся в проточную часть турбины снизу по соединительному гибкому шлангу 1 и выходят из турбины в выпускную трубу 6. Вне проточной части лопасти турбины закрыты легким штампованным кожухом 5. При полной нагрузке дизель-компрессора вал турбины развивает 1000 об/мин.

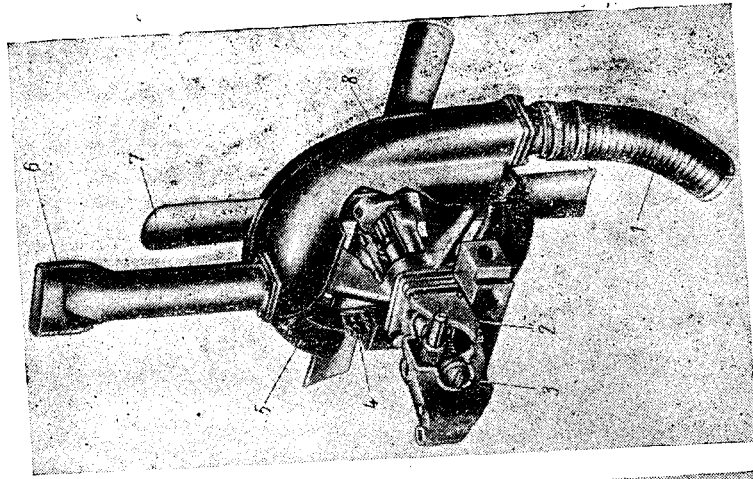


Фиг. 45. Буферный цилиндр дизель-компрессора Р42:

1 — отделяемая часть объема буферного цилиндра; 2 — маховик клапана; 3 — водяная рубашка; 4 — отверстие для заполнения утечки воздуха; 5 — спускной кран.

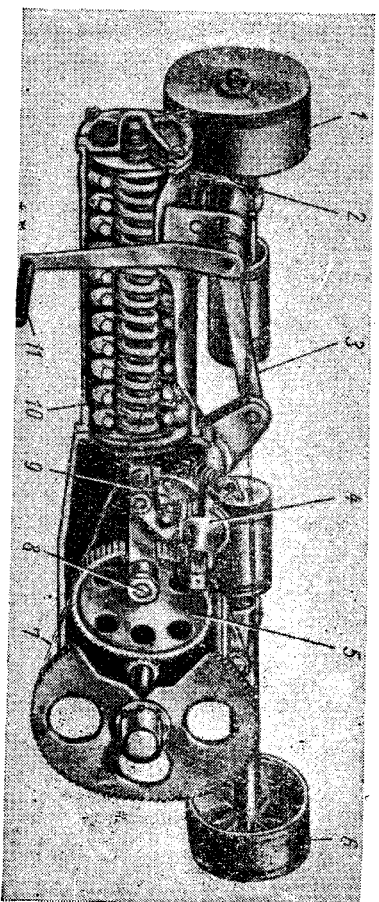
Пуск дизель-компрессора производится пружинным стартером (фиг. 47).

Перед пуском дизель-компрессора поршневые группы 1 и 6 шатунами 3 разводят в н. м. т. Затем, вращая рукоятку 11 с храповым механизмом 2, через цепную 7 и шестеренчатую 5 передачи сжимают пружины 10; при этом заселка 9 входит в выемку 4 на валу рычага синхронизирующего механизма. Как только пальцы 8 тяги пружины пройдут н. м. т., пружина автоматически освобождается и при помощи заселки резко поворачивает вал рычага синхронизирующего механизма, заставляя дизельные поршни быстро двигаться навстречу друг другу. В конце этого хода заселка 9



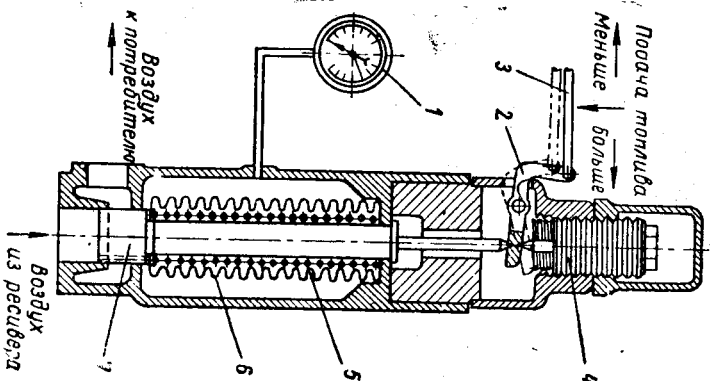
Фиг. 46. Газотурбинный привод вспомогательных агрегатов дизель-компрессора Р42.

выпадает из выемки 4 на валу рычага, освобождая механизм движения дизель-компрессора от стартера.



Фиг. 47. Пружинный стартер дизель-компрессора Р42.

Автоматическое регулирование подачи топлива в зависимости от расхода воздуха (давления) обеспечивается регулятором (фиг. 48).



Фиг. 48. Регулятор подачи топлива дизель-компрессора Р42.

При достижении нормального давления в ресивере, для определения которого предназначен манометр 1, поршень 7 регулятора с сильфонным уплотнением 6 преодолевает усилие пружины 5 и поднимается вверх, открывая доступ воздуха в распределительную трубу — к потребителю. Если расход воздуха потребителями мал, то давление в ресивере растет. Поршень регулятора продолжает подниматься и опускает рейку топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива. Подача топлива может быть уменьшена настолько, что дизель-компрессор будет работать на холостом ходу.

По мере увеличения расхода воздуха давление в ресивере падает. Поршень 7 опускается, и рейка топливного насоса перемещается в сторону увеличения подачи топлива до полной подачи.

Настройка регулятора производится резьбовой пробкой 4, внутри которой находится пружина, нагружающая рычаг 2 сверху.

§ 4. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

При проектировании новой машины должна быть доказана технико-экономическая целесообразность принятия ее к производству. С этой целью выполняют необходимые технико-экономические расчеты; вначале, при разработке технического задания на проектирование новой машины, приближенные, а затем все более уточняемые на различных стадиях проектирования и подготовки производства машины.

СПДК являются новыми машинами для отечественного производства. Еще не накоплен достаточный опыт изготовления и эксплуатации машин этого типа, который мог бы дать достаточно убедительный материал, подтверждающий большие технико-экономические преимущества свободнопоршневых компрессорных машин перед приводными. Поэтому при проектировании новых СПДК необходимо со всей тщательностью выполнять расчет оценочных технико-экономических показателей, основой для которых является развернутая калькуляция производственной себестоимости машины [10], [13].

В опытной или нормальной эксплуатации компрессоров подчитывают фактическую себестоимость машино-смены, по которой можно судить о точности предварительных расчетов себестоимости.

Стоимость машино-смены называется полная сумма денежных затрат, отнесенная к одной смене: на подготовительные работы, связанные с вводом компрессора в действие (в том числе монтаж, демонтаж и транспортирование на новое место работы); на содержание, обслуживание и управление компрессором.

Себестоимость машино-смены для данной машины является показателем, синтезирующим все виды расходов, связанных с эксплуатацией машины, включая соответствующие отчисления от отпускной стоимости. Себестоимость машино-смены отражает конструктивное и технологическое совершенство данной машины.

Для калькулирования стоимости машино-смены используются сметным методом, при пользовании которым условия работы принимаются средними за год.

При подсчете производственной стоимости машино-смены все расходы, входящие в ее состав, разделяют на три группы.

Постоянные расходы. К этой группе расходов относятся амортизационные отчисления на погашение первоначальной стоимости дизель-компрессора и на его капитальный ремонт, отчисления на содержание базы механизации, и помещения для хранения СПДКС (гараж, машинный сарай), на техническое обслуживание парка машин.

Постоянные расходы на один сутки при эксплуатации СПДКС могут быть определены по формуле

$$\Pi = \frac{M(A+O)}{T_{100}},$$

де M — расчетная стоимость СПДКС в руб.;
 A — отчисления на амортизацию машины в процентах от ее стоимости;

O — отчисления на содержание базы механизации и пр. в процентах от стоимости СПДКС;

T_s — количество суток работы машины в году.

Расчетная стоимость СПДКС включает оптовую цену и наценку, покрывающую расходы снабженческих организаций и транспортные расходы.

При определении расчетной стоимости СПДКС рекомендуется принимать процентные начисления на оптовую ее стоимость в пределах 4—7% [13].

Среднее количество суток работы в году определяется по годовому календарному времени, откуда надо вычесть время ремонта и консервации, праздничное время и время, затрачиваемое на перевозку станций на новые объекты работы.

Для передвижных компрессорных станций рекомендуется [13] принимать при производительности менее $3 \text{ м}^3/\text{мин}$ 200 смен в году ($1,23$ смены в сутки), при производительности более $3 \text{ м}^3/\text{мин}$ 250 смен в году ($1,5$ смены в сутки).

Отчисления на содержание базы механизации подсчитываются на основании данных и рекомендаций, приведенных в [13].

Единовременные расходы. К этой группе относятся расходы на транспортирование СПДКС к месту работы, на перемещение ее в течение смены, на подготовительные работы и т. п.

Единовременные расходы определяются по формуле

$$E = T_p + M_o (1 + K_n),$$

где T_p — расходы на транспортирование СПДКС к месту работы;

M_o — расходы на монтаж и демонтаж машины;

K — коэффициент, представляющий собой отношение стоимости передвижки СПДКС к суммарной стоимости монтажа и демонтажа;

n_k — количество передвижек СПДКС.

Данные для подсчетов содержатся в [13].

Эксплуатационные расходы. К ним относятся расходы на производство средних и текущих ремонтов, затраты на восстановление эксплуатационных материалов (шланги, ремни и т. д.), затраты на топливо и смазку, включая расходы на их доставку, заработная плата рабочих, обслуживающих машину. Кроме перечисленных затрат, в производственную стоимость машино-смены включаются накладные расходы, исчисляемые дифференцированно на материалы и заработную плату.

В отличие от первых двух групп расходов, эксплуатационные расходы зависят от интенсивности работы СПДКС и времени ее использования. Если за машиной организован правильный уход, то в нерабочем состоянии машина фактически не изнашивается и для нее не требуются вспомогательные материалы, топливо и смазка.

Однако зависимость между интенсивностью работы машины и расходом эксплуатационных материалов может быть определена только приближенно.

Все эксплуатационные расходы, входящие в состав производственной стоимости машино-смены (кроме заработной платы), находятся в прямой зависимости от интенсивности работы СПДКС:

$$\mathcal{E} = \alpha (P + B + P_s + C) = \alpha \mathcal{E}',$$

где \mathcal{E} — эксплуатационные расходы;

P — стоимость всех видов ремонта, за исключением капитального ремонта, отнесенных к одной машино-смене, в руб.;

B — стоимость вспомогательных материалов, отнесенных к одной машино-смене, в руб.;

P_s — стоимость топлива (энергетических ресурсов), расходо-мого в течение одной машино-смены, в руб.;

C — стоимость смазочных материалов, расходо-мых в течение одной машино-смены, в руб.;

\mathcal{E}' — эксплуатационные расходы, отнесенные к усредненному (сметному) режиму работы машины при усредненных (сметных) производственных условиях;

α — коэффициент интенсивности работы СПДКС;

$$\alpha = \frac{P_n}{P_s},$$

где P_n — планируемая эксплуатационная производительность СПДКС;

P_s — эксплуатационная производительность СПДКС в смену.

Обычно различают следующие три категории производительности машин: теоретическая или конструктивная, техническая и эксплуатационная.

Конструктивная производительность P_k является исходной для определения двух других. Она определяется отношением количества сжатого воздуха в кубических метрах ко времени работы машины в часах.

Техническая производительность P_m определяется с учетом всех технологических простоев, в том числе и при ручных операциях (например, пуске, присоединении потребителей и т. п.), являющихся элементами рабочего цикла машины.

Эксплуатационная производительность P_s определяется с учетом технологических простоев и простоев, зависящих от организации работ, — простоев при заправке горючим, маслом, охлаждающей водой, передвижке СПДКС от одного объекта работы к другому, смене рабочего оборудования, ожидании транспортных средств или других совместно работающих машин, отдыхе рабочих и других неизбежных простоев в течение соответствующего времени при правильной организации работ.

Эксплуатационная производительность СПДК определяется с учетом данных эксплуатации по следующей формуле:

$$P_g = 8P_g K_g \text{ м}^3/\text{смену}.$$

Принимаемый при расчете эксплуатационной производительности коэффициент использования машины по времени K_g учитывает наилучшее практически возможное использование ее в данных условиях. Поэтому эксплуатационная производительность машины по существу является прогрессивной часовой или сменной нормой ее выработки. Для СПДК можно принимать $K_g = 0,6 \div 0,75$.

Отличие P_g от планируемой эксплуатационной производительности P , заключается в том, что при включении СПДК в комплект машин, предназначенных для выполнения той или иной работы, как правило, не удается достичь полного соответствия эксплуатационной производительности всех машин. Величина эксплуатационной производительности СПДК может колебаться в широких пределах в зависимости от интенсивности работы, следовательно, значение коэффициента α может быть как больше, так и меньше единицы.

Заработная плата рабочих обслуживающих СПДК является элементом стоимости машино-смены. В строительстве, например, действует единая семирядная тарифная сетка для рабочих, тарифицируемых по единому тарифно-квалификационному справочнику:

Разряды	1	2	3	4	5	6	7
Тарифные коэффициенты	1	1,2	1,4	1,66	1,97	2,34	2,8

Для первого разряда установлены следующие часовые ставки: по стройкам первой группы 1 р. 50 к. и второй группы 1 р. 32 к.

При калькуляции производственной стоимости машино-смены учитывается лишь заработная плата рабочих, постоянно обслуживающих СПДК (обычно машинист и реже машинист с помощником).

В стоимость машино-смены не включается заработная плата вспомогательных рабочих, состав которых меняется в зависимости от условий работы.

Накладные расходы. Лабораторией экономики строительства ВНИОМС разработаны дифференциальные нормы накладных расходов (со включением плановых накоплений от сумм прямых затрат), согласно которым рекомендуется начислять 65% на заработную плату рабочих, учитываемую в производственной стоимости машино-смены, 10% на материалы.

В результате производственная стоимость машино-смены

$$C = \frac{P}{\beta} + \frac{E}{T} + N_1 \alpha \beta' + N_2 \beta,$$

где P — постоянные расходы в сутки;

β — число смен работы машины в сутки;

E — единовременные расходы;

T — продолжительность работы машины на одном объекте (смен);

α — коэффициент интенсивности работы машины;

N_1 — коэффициент, учитывающий накладные расходы, начисляемые на общую сумму прямых расходов (для строительства принимается $N_1 = 1,1$);

N_2 — коэффициент, учитывающий накладные расходы на заработную плату (для строительства рекомендуется принимать $N_2 = 1,65$);

Z — заработная плата рабочих, обслуживающих машину.

Необходимо иметь в виду, что производственную стоимость машино-смены для вновь создаваемого СПДК можно сравнивать со стоимостью машино-смены находящихся в эксплуатации компрессорных установок только в том случае, если для них эта стоимость подсчитана по той же самой методике с применением аналогичных коэффициентов и нормативных данных.

В качестве примера приводится расчет стоимости машино-смены для СПДК с дизель-компрессором 1ДК.

Ввиду того что в настоящее время промышленность СССР не выпускает передвижные компрессорные станции производительностью 3 м³/мин с приводом от дизеля, сравнительный расчет стоимости машино-смен производится для:

1) дизель-компрессорной станции 1ПКС (производительностью 3 м³/мин, рабочее давление 7 атм);

2) компрессорной станции ВКС-6 с приводом от тракторного дизеля Д-54 (производительностью 5,5 м³/мин, рабочее давление 7 атм);

3) предполагаемой компрессорной станции производительностью 3 м³/мин, при рабочем давлении 7 атм, с приводом от дизеля автотракторного типа.

Исходные показатели для расчета стоимости машино-смены приняты по данным 1956 г. Лаборатории сметного нормирования ВНИОМС.

Расчет ведем для выпуска 5000 станций в год.

Определим стоимость проектируемой станции 1ПКС-3/7. Стоимость дизель-компрессора 1ДК принимаем пропорционально весу и стоимости автомобильного двухтактного дизеля ЯАЗ-204, цена которого 9150 руб. при весе 800 кг. Вес дизель-компрессора 1ДК, при серийном изготовлении, принимаем 250 кг. Тогда его стоимость будет

$$\frac{9150 \cdot 250}{800} = 2860 \text{ руб.}$$

Стоимость автоприцепа ГАЗ-704Д, на котором монтируется передвижная станция 1ПКС-3/7, 1920 руб.

Стоимость ручного пускового компрессора РК-30, изготовляемого Бессоновским заводом, 470 руб.

Стоимость обшивки кузова, радиатора автомобиля М-20, пусковых баллонов и ресивера, по затратам на покупку и монтаж 900 руб.

По сумме перечисленных затрат стоимость станции 1ПКС-3/7

$$2860 + 1920 + 470 + 900 = 6150 \text{ руб.}$$

Стоимость и вес предполагаемой компрессорной станции произвольно считаем 3 м³/мин с приводом от дизеля принимаем на основании характеристик некоторых лучших иностранных конструкций, приведенных в табл. 3.

Принимаем вес станции 1800 кг (как у станции Девей 60-Д).

Стоимость определяем пропорционально весу и стоимости станции ВКС-6Д, выпускаемой отечественной промышленностью: стоимость станции ВКС-6Д 25 700 руб.; вес станции ВКС-6Д 4000 кг; стоимость предполагаемой станции

$$\frac{25 700 \cdot 1800}{4000} = 11 600 \text{ руб.}$$

Элементы стоимости машино-смен

Показатели	Станции		
	1ПС-3/7	Предполагаемая	ВКС-6Д
Отпускная стоимость в руб.	6150	11 600	25 700
Расчетная стоимость в руб. при начислении 4%	6400	12 100	26 750
Количество смен в году	250	250	250
Годовые отчисления в %:			
на реконструкцию и капитальный ремонт	41	41	27
на содержание машино-прокатной базы	5	5	5
Единовременные затраты (стоимость местного и ж.-д. транспорта) в руб.	135	254	428
Эксплуатационные расходы в руб.: стоимость всех видов ремонта, кроме капитального	7,95	15,10	24,10
стоимость вспомогательных материалов ¹	1,20	2,23	3,20
стоимость топлива	11,45	15,46	25,75
стоимость смазочных материалов	1,80	3,30	3,95
заработная плата машиниста ¹	28,08	28,08	28,08

¹ Накладные расходы не учитываются; так как при сравнении данных, подсчитанных одним методом, они на результат не влияют.

а при эксплуатации 5000 станций

$$6000 \cdot 5000 = 30\,000\,000 \text{ руб/год.}$$

Станция 1ПС-3/5 будет расходовать за смену топлива на 8,5 кг (или на 25%) меньше, чем приводная, и экономия при эксплуатации одной станции составит

$$8,5 \cdot 250 = 2125 \text{ кг/год,}$$

а при эксплуатации 5000 станций

$$2,125 \cdot 5000 = 10\,625 \text{ т/год.}$$

Расход металла при изготовлении одной станции 1ПС-3/7 сократится на 1000 кг (или на 55%) по сравнению с расходом металла на одну приводную станцию такой же производительности. Экономия металла при изготовлении 5000 станций составит

$$1,0 \cdot 5000 = 5000 \text{ т.}$$

Может быть сэкономлено 5000 автогакторных дизелей, не считая запасных частей к ним. Произведенный расчет убедительно доказывает преимущества свободнопоршневой компрессорной станции.

Таблица 3

Характеристика передвижных компрессорных станций с приводом от двигателя внутреннего сгорания и дизель-компрессорных станций 1ПС-3/7 и Пескара-Мунтц Р42

Показатели	ВНИОМС 1ПС-3/7	Пескара-Мунтц Р42	Интерскол Ранд К-105	Консолидейт Лейтс-Тик-106	Девей 60-Д	Шремм-105
Производительность в м³/мин	3	3	3	2,9	3	3
Рабочее давление в атм.	7	7	7	7	7	7
Количество цилиндров:						
компрессора	2	1	3	2	2	4
двигателя	1	1	4	3	6	4
Тип двигателя	Дизель	Дизель	Газобюраторный	Дизель	Дизель	Дизель
Тип шасси (количество колес)	2	2	2	4	2	2
Габаритные размеры в мм:						
длина	2700	3048	4115	3020	3300	3100
ширина	1650	—	1829	1530	1520	1295
высота	1750	1676	1753	1735	1675	1500
Вес в кг	815	1686—1374	1542	2427	1800	1361
Вес установки, отнесенный к производительности в кг/м³/мин	272	562—458	515	840	605	455

Определим расход топлива для сопоставляемых станций.

Для дизель-компрессора 1ДК часовой расход топлива, по данным предварительного теплового расчета, 5,18 кг/ч. Расход топлива за смену при коэффициенте использования компрессора по времени $K_e = 0,6$ будет

$$5,18 \cdot 8 \cdot 0,6 = 24,9 \text{ кг.}$$

Для компрессорной станции ВКС-6Д, по данным испытаний, часовой расход топлива при давлении 6 кг/см² и производительности 5 м³/мин составляет 11,7 кг; расход топлива за смену

$$11,7 \cdot 8 \cdot 0,6 = 56 \text{ кг.}$$

Для предполагаемой станции производительностью 3 м³/мин часовой расход топлива подсчитан пропорционально расходу и производительности станции ВКС-6Д:

$$\frac{11,7 \cdot 3}{5} = 7 \text{ кг/ч,}$$

за смену:

$$7 \cdot 8 \cdot 0,6 = 33,6 \text{ кг.}$$

Стоимость 1 кг дизельного топлива по прейскуранту 0,46 руб.

Расчет стоимости машино-смены и сравнительный расчет технико-экономических показателей приведен в табл. 4 и 5.

Как видно из расчета, стоимость машино-смены станции 1ПС-3/7 ниже, чем стоимость машино-смены компрессорной станции такой же производительности, но с приводом от дизеля, на 24 руб., т. е. на 27,5%. Следовательно, при эксплуатации одной свободнопоршневой дизель-компрессорной станции ожидаемая годовая экономия составит

$$24 \cdot 250 = 6000 \text{ руб.,}$$

Сравнительный расчет технико-экономических показателей и стоимости машино-смен

Показатели	Марка станции		
	ИПС-3/7	Проектируемая	ВКС-6Д
Стоимость единицы продукции в руб./м³	$\frac{63}{3 \cdot 480 \cdot 0,6} = 0,073$	$\frac{87}{3 \cdot 480 \cdot 0,6} = 0,105$	$\frac{121}{5 \cdot 480 \cdot 0,6} = 0,084$
Трудоемкость единицы продукции в чел./м³	$\frac{8}{864} = 0,00925$	$\frac{8}{864} = 0,00925$	$\frac{8}{1440} = 0,00555$
Удельный расход топлива в г/м³	$\frac{5180}{180} = 28,8$	$\frac{7000}{180} = 38,9$	$\frac{11700}{300} = 39,1$
Удельный расход металла, приходящийся на единицу продукции, в кг/м³	$\frac{800}{3} = 267$	$\frac{1800}{3} = 600$	$\frac{4000}{5} = 800$
Годовые отчисления от расчетной стоимости на одну машино-смену в руб.	$\frac{6400 \cdot 46,0}{250 \cdot 100} = 11,8$	$\frac{12100 \cdot 46}{250 \cdot 100} = 22,1$	$\frac{26750 \cdot 32}{250 \cdot 100} = 34,2$
Единоновременные затраты в руб., отнесенные к одной машино-смене	$\frac{135}{250} = 0,54$	$\frac{254}{250} = 1,03$	$\frac{428}{250} = 1,74$
Сумма эксплуатационных расходов на одну машино-смену в руб.	50,48	64,17	85,08
Стоимость машино-смены в руб. (округленно)	63	87	121

ГЛАВА II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДИЗЕЛЬНО-КОМПРЕССОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

§ 5. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЕ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Основная особенность СПДК заключается в характере движения поршней. Если в обычных поршневых двигателях и компрессорах, с кривошипно-шатунными механизмами, характер движения поршня (путь, скорость и ускорение) определяется размерами радиуса кривошипа и длины шатуна, то в СПДК характер движения поршней зависит непосредственно от протекания рабочего процесса в цилиндре двигателя и в компрессорных цилиндрах, от давления воздуха в мертвых пространствах компрессоров, цилиндров и буферных цилиндрах, а также от величины масс поршневых групп. Если для обычных поршневых двигателей и компрессоров величина хода поршня не изменяется с изменением скорости вращения коленчатого вала, то в СПДК всякое изменение режима работы непосредственно отражается на графиках скорости, ускорения и пути поршня по времени; расстояния, пройденные поршнями и измеренные от оси форсунки до в.м.т. и н.м.т. изменяются, следовательно, изменяется величина фактической степени сжатия в цилиндре. Двигателя и величины относительных объемов вредных пространств компрессорных цилиндров; изменяется число циклов в единицу времени.

В настоящее время еще не существует приемлемого для практических целей метода расчета рабочего цикла двигателя СПДК, точно учитывающего динамику выделения тепла в цилиндре двигателя по времени. Попытка создать такой метод расчета выполнена В. К. Кошкиным и Б. Р. Левиным [14].

Для теплового расчета по Гриневецкому принимают ту или иную приближенную схему процесса тепловыделения в цилиндре двигателя: либо по смешанному циклу, либо по циклу с подводом тепла при постоянном объеме. Естественно, что такой метод расчета неточно отражает действительные физико-химические превращения, происходящие в цилиндре двигателя за время сгорания топлива. В этом случае совпадение результатов теплового расчета

с данными экспериментального исследования зависит от удачи при выборе ряда исходных параметров.

Неточность расчета рабочего цикла двигателя, а также рабочих циклов компрессорных полостей приводит к ошибкам в расчете динамики, т. е. к ошибкам в определении быстроты СПДК, величины хода поршня и, следовательно, к несоответствию выбранных при расчете степеней сжатия фактическим у изготовленного СПДК.

Характерной особенностью СПДК является тесная связь всех развивающихся во времени процессов в цилиндре двигателя и в компрессорных цилиндрах с кинематикой и динамикой поршневых групп.

Степень сжатия, определяющая характер протекания рабочих процессов в цилиндре двигателя СПДК, в свою очередь, зависит от параметров рабочих процессов.

Термин «свободно движущийся поршень» означает, что закон движения такого поршня определяется не механической связью, а только законом изменения давления на него газов.

В цилиндре двигателя СПДК совершается двухтактный рабочий процесс с воспламенением от сжатия, т. е. в цилиндре сжимается воздух, а топливо, впрыскиваемое в конце сжатия, воспламеняется вследствие высокой температуры воздуха.

Газораспределение в цилиндре двигателя СПДК протекает по прямой шестигранной схеме.

Необходимыми агрегатами двигателя СПДК являются топливный насос и форсунка высокого давления, предназначенные для дозирования, подачи в цилиндр и распыливания топлива. В некоторых конструкциях СПДК для этих целей применяется объединенный агрегат насос-форсунка.

Процессы за один цикл в цилиндре двигателя СПДК протекают в следующем порядке. При движении поршня от н. м. т. к в. м. т. сначала один из двух поршней закрывает окна, через которые в цилиндр поступал под некоторым давлением (выше атмосферного) свежий воздух. Затем другой поршень закрывает окна, через которые из цилиндра удалялись отработавшие газы, и с этого момента начинается процесс сжатия воздуха, заключенного в цилиндре. В конце хода сжатия, незадолго до прихода поршня к в. м. т., впрыскивается топливо, которое воспламеняется вследствие высокой температуры сжатого воздуха. Давление воздуха в конце хода сжатия в СПДК обычно не ниже 40 кг/см^2 , но для машин с высоким наддувом и высокой степенью сжатия обычно составляет 650° , а температура воздуха в конце сжатия может достигать 800° и выше.

При сгорании топлива в цилиндре двигателя выделяется тепло и значительно возрастает температура и давление заключенных в нем газов. Максимальное давление во время процесса сгорания (давление вспышки) в СПДК достигает величины $100\text{—}130 \text{ кг/см}^2$ и выше в зависимости от величины наддува и степени сжатия.

При движении поршня к н. м. т. происходит процесс расширения

продуктов сгорания. В конце расширения поршень открывает выпускные окна, происходит выпуск отработавших газов из цилиндра; давление в цилиндре значительно понижается. После этого другой поршень открывает продувочные окна, через которые из сборника в цилиндр устремляется сжатый воздух, он вытесняет отработавшие газы в атмосферу, при этом смешивается с ними. В результате часть продувочного воздуха выходит из цилиндра через выпускные окна, а часть отработавших газов остается в цилиндре. Процесс поступления в цилиндр воздуха и вытеснения отработавших газов называется газообменом или процессом продувки. Для совершения процесса газообмена давление продувочного воздуха должно быть больше атмосферного, поэтому во время продувки происходит некоторый наддув. После закрытия продувочных и выпускных окон все описанные процессы повторяются в той же последовательности. Следовательно, рабочий цикл в цилиндре двигателя СПДК совершается за два полных хода поршня (поршни расходятся и сближаются).

Ввиду того, что в цилиндре двигателя сжимается воздух и поршни СПДК не имеют механической фиксации наружной и внутренней мертвых точек, теоретически степень сжатия может достигнуть любой величины; однако, если величина степени сжатия станет настолько малой, что воспламенения топлива не произойдет, то двигатель перестанет работать либо будет невозможен пуск двигателя.

Практически для нормальных режимов работы целесообразно выбирать величину степени сжатия в пределах $13\text{—}18$. Даже при высоком наддуве снизить степень сжатия меньше 13 не рекомендуется, так как в этом случае пуск СПДК становится затруднительным из-за недостаточного давления продувочного воздуха во время первых пусковых циклов.

Для обеспечения надежного пуска при различных температурах окружающего воздуха, особенно при низких температурах, степень сжатия в СПДК повышают до $18\text{—}24$, например, увеличивая давление пускового воздуха.

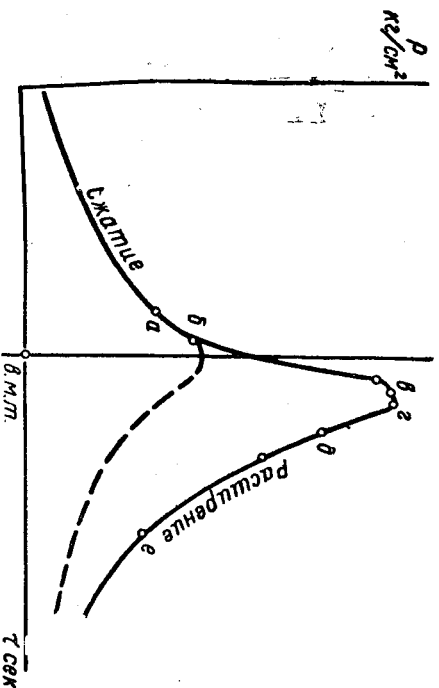
С увеличением степени сжатия уменьшается удельный расход топлива; при этом возрастает давление в конце сжатия и, следовательно, давление сгорания. Для повышения давления в конце сжатия приходится увеличивать объемы мертвых пространств в компрессорных цилиндрах, что снижает к. п. д. СПДК. Высокое давление сгорания вызывает необходимость увеличивать сечения напряженных деталей (гильзы цилиндра, поршня, поршневых колец).

Решающее влияние на развитие рабочего процесса в цилиндре двигателя имеет процесс подачи топлива в цилиндр, от которого зависит характеристика двигателя и его эксплуатационные качества.

Советские ученые выполнили и ведут обстоятельные исследования, показывающие, что преобразование, которым подвергается рабочая смесь в быстром движении двигателя с воспламенением от сжатия от начала поступления топлива в цилиндр до начала выпуска, представляют единый непрерывный процесс. Результаты этих исследований показывают, что закон подачи топлива оказывает решающее

влияние на качество процесса, хотя процесс выделения тепла в цилиндре двигателя не полностью соответствует характеристике подачи топлива. При этом показано особенно большое значение давления, продолжительность и момента начала впрыскивания для процесса выделения тепла.

А. И. Толстов [12] взамен устаревшей схемы трехфазного процесса сгорания, предложенной в свое время Рикардо, выдвинул экспериментально обоснованную теорию, согласно которой явления, возникающие в ходе процесса от начала поступления топлива в цилиндр до начала выпуска, взаимно обусловлены и связаны



Фиг. 49. Характерные периоды процесса сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия:
 ab — первый период; bc — второй период; cd — третий период; de — четвертый период; a — начало впрыска; b — начало воспламенения; c — конец впрыска; d — точка максимального давления; e — точка максимальной температуры; z — конец сгорания; штриховая линия — расширение при пропуске подачи.

друг с другом. Еще ранее на эту закономерность обратил внимание Г. М. Мелькумов [19]. Для лучшего понимания и для удобства изучения этих связей А. И. Толстов предложил различать четыре характерных периода процесса сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия, а именно: 1) подготовительный период, 2) период воспламенения и начального горения, 3) период основного горения и 4) период замедленного горения (фиг. 49).

Исследования А. И. Толстова показали общие и основные признаки каждого из этих периодов, заключающиеся, во-первых, в характере протекания процесса сгорания и в величине скорости сгорания или скорости выделения тепла в зависимости от перемещения поршня, и, во-вторых, в характере изменения и в величине исходной концентрации топлива.

Последнее означает, что топливо, поступающее в цилиндр, не может немедленно равномерно перемещаться с воздухом. Соотношение топлива и воздуха в каждый данный момент времени различно для различных участков камеры; будут места, где имеется или чистый воздух или преимущественно топливо или смесь топ-

лива, воздуха и продуктов сгорания в разнообразных пропорциях. Поэтому соотношение топлива и воздуха будет переменным не только во времени, но и в пространстве цилиндра.

Первый или подготовительный период сгорания (период задержки воспламенения) длится от начала подачи топлива в цилиндр до момента отрыва линии сгорания на индикаторной диаграмме от линии сжатия.

Топливо, поступающее в цилиндр в распыленном виде, в сжатом и нагретом воздухе нагревается и испаряется; при этом происходят химические превращения, связанные с зарождением активных центров цепной реакции. Эти процессы физико-химических превращений требуют некоторого времени. Чем ниже температура воспламенения топлива, тем меньше промежуток времени между началом впрыскивания топлива в цилиндр и началом воспламенения, т. е. тем меньше будет подготовительный период сгорания — период задержки воспламенения.

Скорости реакций в этот период весьма малы. Изменение давления и температуры вследствие начавшихся физико-химических процессов ничтожно мало; увеличение давления и температуры в цилиндре практически целиком является следствием продолжения хода сжатия. Топливо непрерывно поступает в цилиндр с возрастающей скоростью, накапливаясь к моменту воспламенения. Обычно процесс впрыска не заканчивается в течение первого периода.

К концу подготовительного периода образуются многочисленные очаги воспламенения, распределенные по всему объему камеры сгорания.

Для лучшей управляемости процессом сгорания и тлвности его протекания желательно иметь топливо легко воспламеняющееся, с коротким периодом задержки воспламенения.

Топливо с длительным периодом задержки воспламенения будет накапливаться в камере сгорания в большом количестве и успеет перемешиваться с воздухом; воспламенение такого заряда будет происходить почти одновременно во всем его объеме с большой интенсивностью. Максимальное давление вспышки в этом случае будет более высоким, чем для топлива с малым периодом задержки воспламенения.

Второй период сгорания или период воспламенения и начального горения продолжается от начала воспламенения до момента достижения максимального давления сгорания.

При правильно выбранном опережении впрыска и при хорошо доведенном процессе на полной нагрузке, давление в цилиндре достигает наибольшей величины после того, как поршень пройдет в. м. т. Для дизелей с числом оборотов 1500—3500 в минуту этот момент наступает через 6—10° угла поворота кривошипа после в. м. т.

Второй период сгорания характеризуется:

1) почти мгновенным воспламенением всего заряда смеси топлива с воздухом, находящегося в камере сгорания при продолжаю-

шется с нарастающим давлением впрыске; многочисленные малые очаги воспламенения разрастаются и объединяются в общий вихрь пламени, заполняющий весь объем камеры сгорания;

2) быстрым нарастанием скорости сгорания от величины, близкой к нулю, до максимальной в конце периода;

3) быстрым увеличением концентрации топлива в рабочей смеси при общем значительном избытке воздуха;

4) быстрым ростом давления и температуры в камере сгорания. Интенсивный впрыск топлива во время второго периода продолжается. Однако стремительный рост давления и температуры, характерный для второго периода сгорания, в основном происходит в результате сгорания топлива, введенного в течение первого периода.

Большая часть топлива, поданного в течение второго периода, к концу этого периода обращается в продукты распада и неполного окисления при обильном выделении частиц свободного углерода, что является характерной особенностью процесса сгорания в дизеле. При правильно протекающем рабочем процессе эти частицы углерода почти полностью сгорают до начала выпуска. Всякое нарушение нормального протекания рабочего процесса ведет к выбросу из двигателя с газами большего или меньшего количества несгоревших частиц свободного углерода, т. е. к увеличению дымности выпуска. Тепло, выделяющееся от неполного окисления топлива, поданного во время второго периода, мало влияет на изменение давления и температуры газов в цилиндре в этот период. Ввиду своеобразия условий, в которых происходит воспламенение топлива и распространение пламени в двигателе с непосредственным впрыском турбулентность воздуха не оказывает в течение первого и второго периодов сгорания существенного положительного влияния на процессы.

Третий период сгорания или период основного горения длится от момента достижения максимального давления в цилиндре до момента достижения наибольшей температуры процесса. У быстроходных дизелей наибольшая температура в цилиндре достигается после того, как поршень пройдет в.м.т., и кривошип повернется на $20-35^\circ$.

Третий период сгорания характеризуется:

1) интенсивным горением при наибольших, практически постоянных скоростях горения;

2) окончанием подачи топлива; общий коэффициент избытка воздуха достигает минимума и сохраняется затем постоянным;

3) резким уменьшением количества промежуточных и быстрым нарастанием количества конечных продуктов реакции;

4) повышением температуры рабочего тела до максимума и заметным снижением давления в цилиндре вследствие хода расширения.

В течение третьего периода физико-химические процессы, происходящие в цилиндре, совершаются с наибольшими скоростями; эти процессы наиболее сильно влияют на величину среднего инди-

каторного давления цикла. Большое влияние на скорость сгорания и выделения тепла оказывают такие физические процессы, как диффузия и вихревое перемешивание газов, вследствие того что в третьем периоде сгорания в смеси уже содержится большее количество инертного газа и конечных продуктов реакции, распределенных неравномерно. Таким образом, от интенсивности диффузии и перемешивания смеси зависит интенсивность подвода воздуха к многочисленным очагам горения. Поэтому основным средством воздействия на процесс сгорания и, следовательно, на величину среднего индикаторного давления цикла является интенсификация вихревых процессов в течение третьего периода с целью улучшения и ускорения сгорания.

В третьем периоде происходит в основном сгорание части топлива, подготовленной к сгоранию в течение первого и второго периодов. Основное количество топлива, подаваемого за третий период, горит по окончании этого периода и существенного влияния на количество выделяемого в это время тепла не оказывает. При этом впрыск топлива происходит при уменьшающемся давлении и снижается до минимума избытке воздуха, поэтому условия для сгорания вновь поступающих частей топлива значительно ухудшаются.

Четвертый период сгорания протекает при резко сниженных скоростях сгорания (замедленное горение). Он длится от момента достижения максимальной температуры цикла до конца сгорания.

У многих быстроходных двигателей внутреннего сгорания период замедленного сгорания продолжается вплоть до начала выпуска и даже во время выпуска.

До начала этого периода сгорания подача топлива в цилиндр полностью заканчивается.

Из всего времени сгорания и смесеобразования на четвертый период приходится до 50%, причем эта доля зависит от величины нагрузки и общей продолжительности подачи топлива. За это время выделяется от 15 до 35% тепла.

Для четвертого периода характерно:

1) затухающая реакция сгорания с непрерывно уменьшающейся скоростью горения и замедленным выделением тепла;

2) возрастание количества конечных продуктов сгорания при убывающей концентрации исходных реагентов;

3) резкое падение давления в цилиндре и уменьшение температуры вследствие увеличивающегося объема цилиндра.

Процесс сгорания в течение рассматриваемого периода совершается во время хода расширения в основном при возрастающей скорости движения поршня. В результате этого степень расширения газов, образующихся в процессе замедленного горения и эффективность использования выделяющегося тепла в цилиндре, резко уменьшаются. Это отрицательно влияет на экономичность двигателя и на условия работы деталей поршневой группы.

В установках, в которых используется энергия выпускных газов, потери от замедленного горения в известной мере компенсируются в газовой турбине. Тем не менее во всех случаях более выгодно улучшать основной процесс сокращением времени четвертого периода сгорания. Для этого необходимо стремиться активизировать процесс — увеличивать скорость сгорания.

Наряду с понижением температуры и израсходованием реагирующих веществ существенной причиной уменьшения скорости реакции может явиться замедленный подвод кислорода к очагам горения.

Турбулизация рабочей смеси в течение этого периода имеет большое значение как наиболее эффективное (и практически единственное) средство увеличения скорости сгорания.

Четвертый период сгорания непосредственно не зависит от работы топливной системы, так как к его началу подача топлива в цилиндр прекращается. Однако, сокращая продолжительность времени подачи топлива в течение третьего периода, можно сократить четвертый период.

Экспериментальные данные исследования рабочих процессов дизелей показывают, что процессы подготовки рабочего периода сгорания, предшествующие воспламенению (процесс подачи топлива в цилиндр и период запаздывания воспламенения), оказывают решающее влияние на ход воспламенения и на последующие периоды сгорания среди большого числа других факторов. Это положение действительно и для СПДК.

§ 6. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРНЫХ И БУФЕРНЫХ ЦИЛИНДРАХ

Компрессорный рабочий цикл принципиально отличается от цикла двигателя тем, что в нем процесс сжатия на диаграмме $P-V$ располагается выше процесса расширения. Следовательно, для осуществления компрессорного цикла необходимо затрачивать механическую энергию, которую в СПДК сообщают компрессорным поршням поршни двигателя, — либо непосредственно, либо через посредство буферных поршней.

В зависимости от величины требуемого давления, применяются одноступенчатое или многоступенчатое сжатие с промежуточным (межступенным) охлаждением сжимаемого воздуха.

Одноступенчатое сжатие воздуха применяют при небольших относительных конечного давления к началному, однако в некоторых выполненных конструкциях СПДК это отношение достигает весьма значительной величины, например девяти.

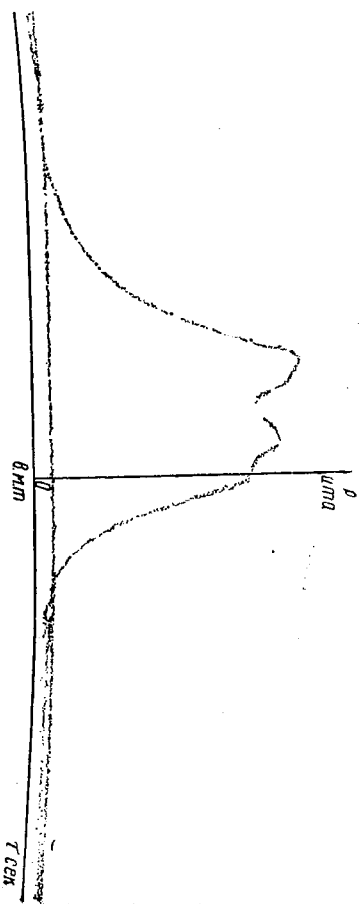
Многоступенчатый компрессор представляет собой соединение в одной машине ряда последовательно работающих одноступенчатых компрессоров. Процесс в каждой отдельной ступени его в основном те же, что и в компрессоре одноступенчатого сжатия, что позволяет рассматривать рабочие процессы в каждой из ступеней изолированно.

Всякое изменение режима работы СПДК отражается на величине хода компрессорных поршней и на положениях в. м. т. и н. м. т.; вследствие этого изменяется относительная величина мертвого пространства, цикличность, степень наполнения цилиндров, потребляемая мощность и производительность.

Рассмотрим работу одной ступени компрессора при установившемся режиме СПДК.

При положении поршня в н. м. т. (для СПДК с наружным расположением компрессорных цилиндров) в мертвом пространстве цилиндра находится воздух, оставшийся от предыдущего хода сжатия; его температура и давление соответствуют концу сжатия.

Под давлением воздуха, находящегося в мертвом пространстве, поршень движется к в. м. т. С того момента, когда давление в ци-

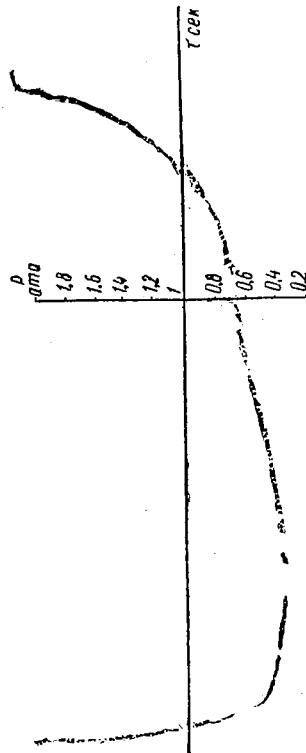


Фиг. 50. Действительная развернутая индикаторная диаграмма компрессора.

линдре станет равным атмосферному, и далее, во время хода всасывания, поршень движется к в. м. т. по инерции. Вследствие сопротивления в проходных сечениях выпускных клапанов во время всасывания давление в цилиндре становится несколько меньше атмосферного. Под действием разности между атмосферным давлением и давлением в цилиндре открываются и удерживаются в открытом состоянии выпускные клапаны.

В начале обратного движения поршня по направлению к н. м. т. выпускные клапаны автоматически закрываются, как только давление в цилиндре станет несколько больше атмосферного. С этого момента начинается сжатие находящегося в цилиндре воздуха до тех пор, пока давление его не сравняется с давлением воздуха, находящегося в выпускной трубе компрессора. Как только давление в цилиндре станет несколько больше, чем давление в выпускной трубе, автоматически открываются выпускные клапаны и поршень начнет выталкивать (нагнетать) из цилиндра сжатый воздух. В н. м. т. нагнетание сжатого воздуха прекратится и, как только давление в цилиндре несколько снизится, выпускные клапаны закроются под действием избыточного давления в выпускной трубе. Процессы изменения давления в цилиндре в зависимости от хода поршня записывают при помощи индикатора (фиг. 50 и 51).

Действительный процесс сжатия воздуха в компрессоре, как видно из диаграммы на фиг. 50, весьма сложен. Достаточно точно описать его при помощи уравнений весьма трудно. Поэтому, пользуясь общезвестными уравнениями термодинамики, заменяют действительный процесс сжатия теоретически схематизированным, по-



Фиг. 51. Линия всасывания развернутой индикаторной диаграммы компрессора.

зволяющим рассчитать основные данные для построения ожидаемой индикаторной диаграммы с достаточной для практики точностью.

На фиг. 52 представлены четыре теоретически возможных варианта протекания процесса сжатия в компрессоре, в зависимости от различных условий отвода тепла от сжимаемого воздуха.

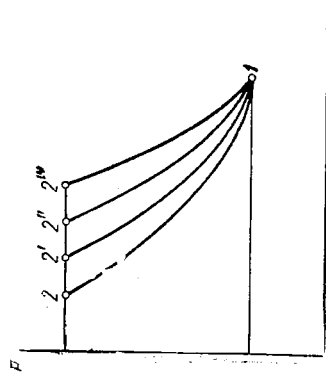
При адиабатном процессе сжатия теплообмен между сжимаемым газом и стенками цилиндра компрессора полностью отсутствует, т. е. стенки цилиндра компрессора теплопроницаемы, а трение между поршнем и стенками цилиндра отсутствует.

В этом случае объем и давление сжимаемого газа связаны уравнением $pV^k = \text{const.}$

Для воздуха показатель адиабаты $k = 1,4$.

При изотермическом процессе все возникающее при сжатии тепло отвода тепла от сжимаемого газа его объем сокращается, поэтому изотерма сжатия (1—2) более пологая, чем адиабата, следовательно, работа изотермического сжатия, выраженная площадью под кривой, меньше работы, затрачиваемой при адиабатном сжатии.

Зависимость между объемом и давлением газа при изотермическом сжатии определяется уравнением $pV = \text{const.}$



Фиг. 52. Диаграммы теоретических циклов сжатия в компрессоре: 1—2 — изотерма; 1—2' — политропа $m_1 < k$; 1—2'' — адиабата с показателем k ; 1—2''' — политропа $m_1 > k$.

В реальных компрессорах существуют процессы сжатия газа с подводом или отводом тепла, т. е. политропные процессы, при которых давление и объем газа связаны уравнением $pV^{m_1} = \text{const.}$

В том случае, когда в процессе сжатия от стенок цилиндра отводят в охлаждающую среду (воду или воздух) лишь такое количество тепла, которое выделяется вследствие трения поршня и поршневых колец о стенки цилиндра, процесс сжатия оказывается близким к адиабатному.

Если охлаждение ведется более интенсивно, то процесс сжатия воздуха характеризуется политропой с показателем $m_1 < 1,4$ (линия 1—2'). Чем интенсивнее охлаждение, тем меньше величина показателя политропы.

Показатель политропы превышает показатель адиабаты в том случае, когда охлаждение стенок цилиндра недостаточно интенсивно.

Для всех случаев политропного сжатия или расширения газа работа сжатия или расширения, в некотором масштабе, выражается площадью диаграммы под политропой (фиг. 53). Интегральное выражение этой площади можно представить в следующем виде:

$$L = \frac{10^4 p_2 V_2}{m_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{m_1 - 1} \right] \text{ кгм.} \quad (1)$$

или

$$L = \frac{10^4 p_2 V_2}{m_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} \right] \text{ кгм.}$$

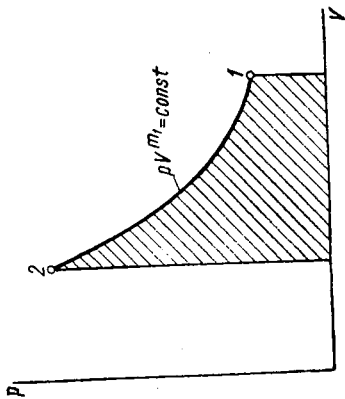
Работа и мощность, затрачиваемые при изотермическом сжатии, приняты за теоретический минимум. При оценке эффективности реальных процессов сжатия удобно сравнивать затраты работы и мощности с теоретически возможными (минимальными).

Мощность, затрачиваемая при изотермическом сжатии, $N_{из} = \frac{L_{из}}{60 \cdot 75} = \frac{10^4}{60 \cdot 75} p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ л. с.,} \quad (2)$

где $L_{из}$ — расход работы на изотермическое сжатие воздуха в кгм/мин.

p_1 и p_2 — начальное и конечное давление в процессе сжатия в атм. ; V_1 — производительность компрессора в $\text{м}^3/\text{мин.}$, выраженная объемом воздуха при начальных условиях сжатия.

Величину изотермической мощности определяют без учета потерь давления в ступенях, сразу для компрессора в целом, так как при изотермическом сжатии разбавка процесса по ступеням не влияет на величину затрачиваемой работы.



Фиг. 53. Работа политропного цикла сжатия в компрессоре.

При политропном сжатии в одной ступени расход мощности возрастает по мере роста показателя политропы. С увеличением числа ступеней сжатия общий расход мощности уменьшается, приближаясь к расходу мощности при изотермическом процессе. Мощность, затрачиваемая при политропном сжатии,

$$N_{\text{пол}} = \frac{L_{\text{пол}}}{60 \cdot 75} = \frac{10^4}{60 \cdot 75} \cdot p_1 V_1 \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] =$$

$$= 2,22 p_1 V_1 \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] \text{ л. с.} \quad (3)$$

или

$$N_{\text{пол}} = 2,22 \frac{p_2 V_2}{m_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} \right] \text{ л. с.}$$

Для адиабатного сжатия двухатомных газов при показателе адиабаты $k = 1,4$ мощность, расходуемую на сжатие заданного объема газа V_1 (производительность компрессора в $\text{м}^3/\text{мин}$), подсчитывают по формуле

$$N_{\text{ад}} = \frac{L_{\text{ад}}}{60 \cdot 75} = \frac{35\,000}{60 \cdot 75} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] \approx$$

$$\approx 7,8 p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286} - 1 \right] \text{ л. с.} \quad (4)$$

При сжатии воздуха (или других реальных газов) его начальная температура непосредственно влияет на величину работы (а следовательно, и мощности), затрачиваемой на сжатие (фиг. 54). Затрачиваемая площадь под кривой сжатия 1—2—3—0 выражает работу, затрачиваемую на сжатие воздуха, имевшего первоначальный объем V_1 . То же самое весовое количество воздуха при более низкой температуре будет занимать меньший объем V'_1 и, следовательно, при сжатии его до того же давления p_2 потребуются затратить меньше работы (площадь 1'—2'—3—0).

При политропном и адиабатном сжатии воздуха температура его возрастает. Ее величину в конце сжатия определяют по формуле

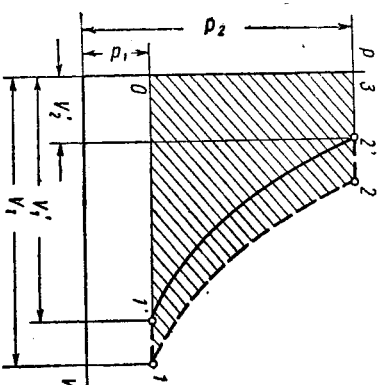
$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}}, \quad (5)$$

где T_1 и T_2 — начальная и конечная температуры сжимаемого газа в $^{\circ}\text{абс}$.

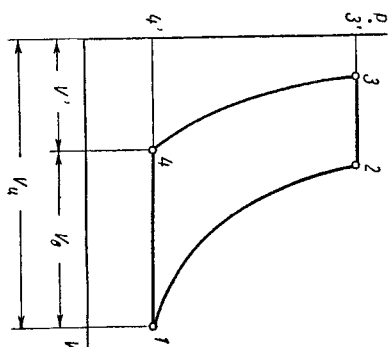
При адиабатном процессе для двухатомных газов, когда $m_1 = k = 1,4$,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286}.$$

В рассмотренных термодинамических идеальных циклах сжатия воздуха не учитываются реальные условия в цилиндре компрессора. Прежде всего не учитывается наличие мертвого пространства и его влияние на индикаторную диаграмму (фиг. 55). Воздух, остающийся в мертвом пространстве после окончания хода сжатия и нагреваясь, расширяется при ходе всасывания (линия 3—4), занимает часть рабочего объема цилиндра и этим сокращает величину полезной доли хода поршня. Следовательно, доля хода поршня на участке 3—4 является потерянной долей хода; всасывание



Фиг. 54. Влияние начальной температуры на работу сжатия.



Фиг. 55. Теоретическая расчетная диаграмма рабочего процесса в цилиндре компрессора.

на этом участке не происходит. Цилиндр компрессора заполняется воздухом из атмосферы только на участке 4—1 хода поршня.

Индикаторная работа цикла в этом случае определяется как разность работ сжатия по политропе 1—2 с показателем m_1 и расширения по политропе 3—4 с показателем m_2 или как разность площадей 1—2—3—4' и 4—3—3'—4'. Вторая площадь представляет собой работу, возвращаемую поршню воздухом, заключенным в мертвом пространстве. В безобъемных СИДК эта работа используется для возврата поршня к в.м.т. и сжатия воздуха в цилиндре двигателя.

В этом случае работа, требующаяся для совершения цикла

$$L_{\text{пол}} = 10^4 p_1 V_1 \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right] - p_1 V' \frac{m_2}{m_2 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} - 1 \right]. \quad (6)$$

Часто с достаточной степенью точности принимают $m_2 = m_1$; тогда

$$L_{\text{пол}} = 10^4 p_1 V_1 \frac{m_1}{m_1 - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right]. \quad (7)$$

Данные экспериментального исследования дизель-компрессора ДК-2

Показатели	Ступени			
	Первая	Вторая	Третья	Четвертая
p_1	0,83	4,05	15,0	56,5
p_2	4,55	17,0	62,5	242
τ_k	5,5	4,2	4,17	4,28
m_1	1,3	1,24	1,35	1,27
m_2	1,22	1,21	1,15	1,18

Степень использования рабочего объема цилиндра при заполнении его воздухом оценивается коэффициентом всасывания.

$$\lambda_g = \frac{V_g}{V_{hk}}$$

Величина коэффициента всасывания зависит от трех основных перечисленных факторов, отражаемых коэффициентами подогрева и давления и объемным коэффициентом:

$$\lambda_g = \lambda_T \lambda_p \lambda_v$$

Коэффициент подогрева λ_T учитывает уменьшение производительности компрессора вследствие подогрева воздуха при поступлении его в цилиндр:

$$\lambda_T = \frac{T_0}{T_1}, \quad (10)$$

где $T_1 = T_0 + \Delta t$ — температура воздуха в конце всасывания (Δt — приращение температуры).

На пути в цилиндр воздух соприкасается с нагретыми поверхностями воздухоочистителя и каналов, горячими клапанами, стенками цилиндра и поршня. Внутри цилиндра он смешивается с более горячим воздухом из мертвого пространства. В результате температура воздуха значительно повышается, а вызванное этим снижение производительности компрессора может достигать 10%.

Обычно приращение температуры Δt принимают:

для компрессора и продувочного насоса $15 \div 35^\circ$,
для буфера $5 \div 10^\circ$.

В этих уравнениях полный объем цилиндра V_n равен сумме рабочего объема, описываемого поршнем V_{hk} и объема мертвого пространства V_m .

Потерянная для всасывания доля объема цилиндра V' состоит из объема мертвого пространства и части объема, описанного поршнем за время расширения воздуха по полиtropе 3—4. V_g — объем воздуха, действительно всасываемый в цилиндр компрессора на участке хода поршня 4—1.

При всасывании и нагнетании воздуха преодолевается сопротивление во впускных и выпускных клапанах. Величина этого сопротивления зависит от конструкции клапанов, их количества и скорости поршня компрессора; она может быть найдена опытным путем.

В тепловом расчете вновь проектируемой машины ею задаются на основании анализа опытных данных по аналогичным машинам.

Величина потерь Δp в клапанах одноступенчатых компрессоров и продувочных насосов принимается:

$$\text{для впускных } \Delta p_1 = 0,1 \div 0,2 \text{ кг/см}^2,$$

$$\text{для выпускных } \Delta p_2 = 0,2 \div 0,25 \text{ кг/см}^2.$$

Показатели политроп сжатия и расширения воздуха в цилиндрах компрессоров, продувочных насосов и буферов зависят от размеров этих цилиндров и влияния интенсивности их охлаждения на процесс теплообмена между массой воздуха, заключенной в цилиндре, и его стенками. На величину показателей политроп значительное влияние оказывает также режим работы СПДК. Наименьшее значение показатели политроп m_1 и m_2 имеют при режиме максимальной нагрузки и минимального давления воздуха, а наибольшие — на режиме минимальной нагрузки и максимального давления воздуха.

Значения показателей политроп принимаются:

для одноступенчатых компрессоров и продувочных насосов: $m_1 = 1,2 \div 1,38$; $m_2 = 1,2 \div 1,3$;

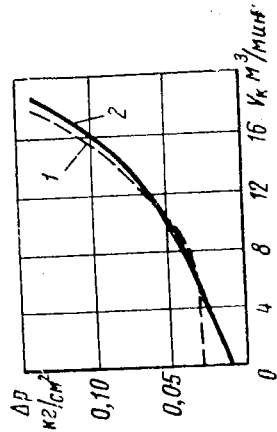
для буферных цилиндров $m_1 = m_2 = 1,38 \div 1,4$.

В табл. 6 приведены данные экспериментального исследования рабочего процесса дизель-компрессора Д-2, опубликованные Л. И. Крепсом.

При исследовании рабочего процесса дизель-компрессора 2СК 180/385-9 были определены средние значения показателя политропы сжатия в первой ступени ($m_1 = 1,3$) и во второй ступени ($m_2 = 1,32$) [15].

На фиг. 56 показана зависимость потерь давления в различных по конструкции клапанах компрессора, имеющих равные проходные сечения от производительности компрессора [15].

Количество всасываемого воздуха в цилиндр компрессора уменьшается по мере повышения температуры и увеличения мертвого пространства. Потери давления в цилиндре к концу всасывания также уменьшают количество всасываемого воздуха.



Фиг. 56. Зависимость потерь давления в клапанах компрессора от производительности:

1 — пластичный клапан; 2 — клапан обтекаемой формы.

Степень повышения давления $\left(\tau = \frac{p_2}{p_1}\right)$ в данной ступени компрессора сильно влияет на величину λ_T , вследствие того, что средние температуры стенок цилиндра и других деталей по мере роста τ существенно увеличиваются.

На величину λ_T влияют относительные величины сечений подводящих каналов. Там, где каналы широки, значение λ_T более высокое.

В результате интенсивного охлаждения цилиндров, их крышек, впускных трактов, клапанных плит и других деталей коэффициент подогрева может быть увеличен.

В зависимости от сочетания перечисленных факторов, влияющих на λ_T , его значение выбирают в пределах 0,99—0,90.

Объемный коэффициент λ_v находят по следующей формуле:

$$\lambda_v = 1 - \epsilon_{\kappa} \left(\gamma \epsilon \frac{1}{m_2} - 1 \right), \quad (11)$$

где ϵ_{κ} — относительная величина мертвого пространства $\left(\epsilon_{\kappa} = \right.$

$$\left. = \frac{V_{\kappa}}{V_{\text{н.к.}}} \right);$$

$\gamma = \frac{T_1}{T_{\text{расх}}}$ — температурный коэффициент (отношение температур конца всасывания и конца расширения).

Температурный коэффициент зависит от отношения давлений ϵ , но в значительно большей мере от устройства охлаждения рубашек цилиндра и температуры охлаждающей воды. На практике он бывает меньше и больше единицы, поэтому из-за трудности предварительной его оценки в расчетах обычно не учитывается, тогда при $\gamma = 1$

$$\lambda_v = 1 - \epsilon_{\kappa} \left(\epsilon \frac{1}{m_2} - 1 \right). \quad (12)$$

Показатель политропы линии расширения обычно меньше, чем показатель политропы линии сжатия. Объясняется это тем, что объем воздуха, заключенного в мертвом пространстве, значительно меньше объема нагнетаемого воздуха. Поэтому его нагрев от стенок цилиндра и поршня при расширении происходит быстрее. Чем больше относительная поверхность теплообмена и чем менее интенсивно охлаждение цилиндра, тем меньше значение показателя политропы, стремящегося к единице (изотерма). Чем больше относительная величина мертвого пространства, чем интенсивнее охлаждение цилиндра, тем больше показатель политропы и выше объемный коэффициент λ_v .

В многоступенчатом компрессоре весовая производительность всех ступеней одинакова, но относительная поверхность участвующих в теплообмене деталей цилиндра, приходящаяся на 1 кг сжимаемого воздуха, резко уменьшается по мере перехода воздуха от низших ступеней сжатия к высшим. Поэтому чем выше ступень,

тем меньше сказывается теплообмен; в результате показатель политропы расширения возрастает по ступеням, приближаясь к показателю адиабаты.

Имеет также значение и отношение давлений τ . При прочих равных условиях по мере увеличения τ показатель политропы расширения уменьшается. Объясняется это тем, что при больших значениях τ период расширения увеличивается, поэтому воздух успевает нагреваться больше. Одновременно к концу расширения возникает больший температурный перепад между воздухом, находящимся в цилиндре и стенками цилиндра, вследствие чего теплотеплопередача увеличивается.

Коэффициент давления λ_p отражает величину потерь давления в цилиндре компрессора в конце всасывания:

$$\lambda_p = \frac{p_1}{p_0}. \quad (13)$$

На величину λ_p влияет сопротивление клапанов и скорость поршня. Обычно значение λ_p колеблется в пределах 0,95—0,98.

При жестких пружинах клапанов величина λ_p уменьшается. Несвоевременное закрытие клапанов, происходящее вследствие резонансных колебаний пружин, также ведет к понижению значения λ_p .

В отдельных случаях, при удачном выборе длины впускного трубопровода, в результате волнового движения воздуха в нем может быть достигнут наддув и величина λ_p может оказаться больше единицы.

Производительностью компрессора называют объем сжатого газа в единицу времени (обычно в минуту), замеренный на выходе из компрессора, но приведенный к состоянию у входа. Производительность определяется по формуле

$$V_{\kappa} = \lambda V_{\text{н.к.}} i \cdot m^3/\text{мин}, \quad (14)$$

где i — число цилиндров компрессора;

λ — коэффициент производительности.

Коэффициент производительности

$$\lambda = \lambda_p \lambda_T \quad (15)$$

или

$$\lambda = \lambda_p \lambda_v \lambda_T \lambda_r, \quad (16)$$

где λ_r — коэффициент герметичности компрессора, учитывающий утечки сжатого воздуха из цилиндра через выпускные клапаны (вследствие несвоевременного их закрытия или неплотной посадки) и через поршневые кольца.

В среднем считают, что в каждой из ступеней теряется через поршневые кольца от 1 до 3% сжимаемого воздуха, причем большие значения соответствуют компрессорам малой производитель-

ности и ступеням высокого давления. С повышением быстрого-сти компрессора утечки уменьшаются. Обычно принимают $\lambda_r = 0,95 \div 0,98$.

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением при-меняют в тех случаях, когда требуется получить воздух с большим давлением при нормальной температуре в конце сжатия, ограни-чиваемой воспламенением смазочного масла и коксообразованием. При многоступенчатом сжатии расход энергии компрессором сни-жается. По мере увеличения отношения давлений в одной ступени адиабата или политропа все более расходится с изотермой (см. фиг. 52), избыток работы адиабатного или политропного сжатия над изо-термическим увеличивается. Самое интенсивное охлаждение цилиндров не приближает существенно процес-са сжатия к изотермическому.

Уменьшение затрачиваемой ра-боты при многоступенчатом сжатии достигается вследствие того, что по-сле сжатия в первой ступени до не-которого промежуточного давления воздух направляют для охлаждения в холодильник, откуда он поступает во вторую ступень. Если двух сту-пеней сжатия недостаточно, после нового охлаждения его направляют в третью и т. д.

На фиг. 57 показана диаграмма двухступенчатого сжатия. В пер-вой ступени воздух сжимается по политропе 1—2 до проме-жуточного давления p_2 и далее поступает в холодильник, где охлаждается при постоянном давлении до температуры T_1 . Таким образом, точка 6 начала сжатия во второй ступени ложится на изотерму 1—5. Сжатие во второй ступени происходит по поли-тропе 6—4.

Заштрихованная площадь 2—3—4—6 соответствует экономии в затрате энергии на сжатие воздуха в двух ступенях с промежу-точным охлаждением по отношению к одноступенчатому сжатию по политропе 1—2—3.

Температуры воздуха в конце сжатия в **первой** и **второй** ступе-нях равны, если отношения давлений в ступенях одинаковы, т. е.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_4}{p_6} = \tau, \quad T_3 = T_1 \tau^{\frac{m_1-1}{m_1}} = T_6 \tau^{\frac{m_1-1}{m_1}} = T_4$$

Тогда

при условии, что $T_6 = T_1$.

Конечная температура при одноступенчатом сжатии в точке 3 будет

$$T_3 = T_1 \left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{m_1-1}{m_1}}, \quad (17)$$

следовательно, температура T_3 во столько раз больше, чем тем-пература T_4 , во сколько раз отношение $\left(\frac{p_3}{p_1} \right)$ больше чем отно-шение $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)$.

Соответственно изменяются требования к смазочному маслу и условия работы нагреваемых деталей (поршней, колец, цилин-дров, клапанов).

При многоступенчатом сжатии благодаря меньшим отношениям давлений в ступенях обеспечивается увеличение объемного коэф-фициента. Однако в СПДК, где, как правило, требуются увеличе-ние объемы мертвых пространств, при многоступенчатом сжатии не удается воспользоваться этим преимуществом в полной мере.

При выборе числа ступеней сжатия в СПДК следует учитывать преимущества многоступенчатого сжатия. При этом надо учиты-вать значительное конструктивное усложнение машины, необходи-мость новых агрегатов — межступенных холодильников с соответ-ственным ростом емкости и мощностей системы охлаждения уста-новки и увеличение веса и габаритных размеров. Поэтому, если топливная экономичность не является решающим фактором при проектировании СПДК, то применяют высокие значения отношения давлений в ступенях сжатия, чем сокращают число ступеней. На-пример, в приводных компрессорах рабочее давление 7—8 атм обычно обеспечивается двухступенчатым сжатием, а в СПДК такое давление получают в одной ступени.

При распределении сжатия по ступеням компрессора исходят из того, что наиболее выгодное отношение давлений для всех ступеней z -ступенчатого компрессора равно корню z -й степени из общего отношения давлений, т. е.

$$\tau = \frac{p'}{p_1} = \frac{p''}{p'} = \frac{p'''}{p''} = \dots = \frac{p_z}{p^{(z-1)}} = \sqrt[z]{\frac{p_2}{p_1}}. \quad (18)$$

При соблюдении этого условия общая работа сжатия компрес-сора минимальна и работы сжатия по ступеням одинаковы. Конеч-ные температуры нагнетания по ступеням в этом случае получа-ются равными и относительно низкими.

В частном случае встречающемся случае двухступенчатого сжа-тия

$$\tau = \frac{p}{p_1} = \frac{p_2}{p} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}, \quad (19)$$

где p — давление нагнетания в первой ступени.

При небольшом различии в отношениях давлений по ступеням сжатия произойдет общее небольшое увеличение работы сжатия,

поэтому допустимо несколько перераспределить сжатие, если это необходимо для округления размеров диаметров цилиндров либо по другим причинам.

Теоретическая работа сжатия многоступенчатого компрессора

$$L_{\text{теор}} = 10^4 p_1 V_1 \left[z \frac{m_1}{m_1 - 1} \left(\tau^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right) + \frac{273}{T} (p_2 - p_1) \right] \text{ кДж}, \quad (20)$$

где T — температура всасываемого воздуха в °абс.;

p_1 и p_2 — термистические коэффициенты: первый — для давления и температуры воздуха, всасываемого в первую ступень, второй — для давления нагнетания последней ступени, но при той же температуре, что и для p_1 .

Отношение давлений в одной ступени τ принято одинаковым для всех ступеней.

При условии полного охлаждения воздуха в межступенных холодильниках температуры всасываемого воздуха во всех ступенях равны. Следовательно, для осуществления расчетных давлений сжатия по ступеням их рабочие объемы должны сокращаться пропорционально величинам этих давлений.

В действительности объемы всасывания по ступеням сокращаются не всегда строго пропорционально последовательному увеличению давления. Пропорциональность нарушается неполным охлаждением воздуха в межступенных холодильниках различными для ступеней величинами подогрева, выпадением из сжатого воздуха влаги, и, наконец, отклонениями закона сжимаемости газа при высоких давлениях.

Практически обеспечить полное охлаждение сжатого воздуха в межступенных холодильниках до температуры воздуха, поступающего в первую ступень, не удается, потому что пришлось бы создавать крупнонабаритные, тяжелые холодильные агрегаты. Даже в том случае, когда температура охлаждающей воды равна температуре воздуха, всасываемого в первую ступень, охлаждение сжатого воздуха до температуры охлаждающей воды осуществить невозможно.

При средней температуре воздуха, всасываемого в первую ступень, порядка 300° абс. повышение температуры воздуха на каждые 10° вызывает увеличение объема на 3,33%.

Учитывая, что в реальных условиях воздух в холодильниках не охлаждается до температуры всасывания, необходимо соответственно увеличивать размеры следующих за холодильниками цилиндров ступеней компрессора.

Работа сжатия увеличивается в такой же степени, т. е. на 3,33%, при повышении температуры на каждые 10°.

Для оценки эффективности и экономичности компрессора сравнивают оценочные параметры с теоретически наилучшими, получаемыми при изотермическом сжатии.

Так мощность, затрачиваемая на изотермическое сжатие и определяемая по формуле (2), является теоретически минимальной.

Составляя с изотермической мощностью индикаторную мощность компрессора $N_{\text{из}}$, определяемую планиметрированием записанных приборными или построенных на основании расчетов индикаторных диаграмм, оценивают экономичность существующего или проектируемого компрессора

$$\eta_{\text{из}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{к}}}, \quad (21)$$

где $\eta_{\text{из}}$ — изотермически-индикаторный к. п. д.

Если известна полная мощность $N_{\text{к}}$, расходуемая на сжатие воздуха в цилиндрах компрессора, на преодоление сил трения и другие потери, то легко подсчитать изотермический к. п. д. компрессора:

$$\eta_{\text{из к}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{к}}} \eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}}, \quad (22)$$

отражающий совокупность затрат мощности на сжатие воздуха и механические потери.

Для СПДК удобнее пользоваться изотермическим к. п. д. установок:

$$\eta_{\text{из у}} = \frac{N_{\text{из}}}{N_{\text{до}}}, \quad (23)$$

где $N_{\text{до}}$ — индикаторная мощность цилиндра двигателя.

Значение величины мертвого пространства для СПДК

В приводных компрессорах стремятся к предельному уменьшению величины мертвого пространства для достижения высокого значения объемного коэффициента λ_v , характеризующего полную использованность рабочего объема цилиндров компрессора. Часто мертвое пространство приводных компрессоров называют вредным пространством.

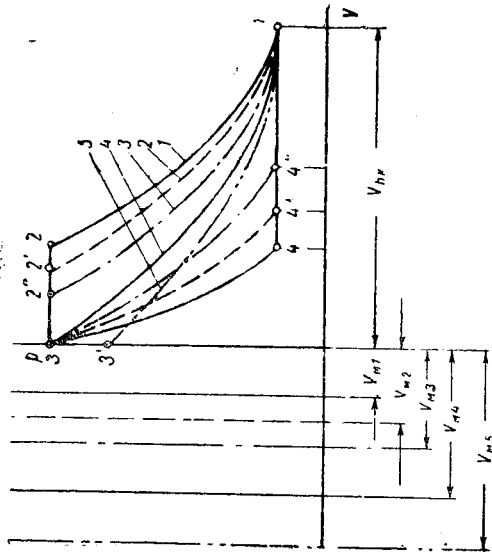
В СПДК без буферов мертвое пространство не является вредным. Лишь при наличии этого пространства возможна работа дизель-компрессора. Энергия сжатого воздуха мертвого пространства возвращает поршни к в. м. т., производя полезную работу сжатия в дизельном цилиндре.

Одной из главных задач расчета СПДК является выбор величины мертвого пространства достаточной для того, чтобы обеспечить возврат поршней к в. м. т., т. е. обеспечить заданную степень сжатия в цилиндре двигателя.

Рассмотрим влияние изменения величины мертвого пространства на индикаторную диаграмму компрессора и тем самым на работу СПДК (фиг. 58).

По мере увеличения мертвого пространства от $V_{\text{м1}}$ до $V_{\text{м4}}$, точка начала нагнетания перемещается из положения 2 последовательно в положения 2', 2'' и, наконец, при некотором значении $V_{\text{м4}}$ совмещается с точкой 3. В то же самое время точка, характеризующая конец расширения, соответственно перемещается в положения 4', 4'' и при том же значении $V_{\text{м4}}$ совмещается

с точкой 1. Совмещение точек 2 и 3, 4 и 1 означает, что компрессор превратился в буфер, т. е. что всасывания воздуха в цилиндр компрессора из атмосферы не происходит ($\lambda_{вк} = 0$); нагнетания сжатого воздуха в ресивер также не происходит ($V_k = 0$); расход мощности на всасывание и сжатие воздуха отсутствует ($L_i = 0$), так как мощность, затрачиваемая при ходе сжатия воздуха, полностью возвращается двигателю при ходе расширения.



Фиг. 58. Влияние величины мертвого пространства на протекание процессов сжатия, нагнетания, расширения и всасывания в компрессоре при $m_{1к} = m_{2к}$.

Огнositельную величину мертвого пространства для этого случая находят из уравнения (13), которое приравнивают нулю:

$$\lambda_{вк} = 1 - \varepsilon_k \left(\frac{1}{\tau_k^{m_{2к}}} - 1 \right) = 0,$$

откуда

$$\varepsilon_k = \frac{1}{\frac{1}{\tau_k^{m_{2к}}} - 1}. \quad (24)$$

Очевидно, что для данного значения τ_k величина индикаторной работы расширения будет максимальной. Действительно, площадь под кривой 3—1 больше, чем любая другая площадь под кривыми 3—4, 3—4', 3—4'' и т. д.

Дальнейшее увеличение ε_k сопровождается уменьшением τ_k в результате уменьшения конечного давления сжатия. Действительно, из того же равенства

$$\lambda_{вк} = 1 - \varepsilon_k \left(\frac{1}{\tau_k^{m_{2к}}} - 1 \right) = 0$$

находим, что

$$\tau_k = \left(\frac{1}{\varepsilon_k} + 1 \right)^{\frac{m_{2к}}{m_{1к}}}. \quad (25)$$

На фиг. 58 это положение иллюстрируется кривой 1—3', огнositельной к величине мертвого пространства $V_{м5}$. Как видно, площадь под кривой 1—3' меньше, чем площадь под кривой 1—3.

Известно, что если в цилиндре компрессора мертвое пространство отсутствует (теоретический случай), то его удельная производительность достигает наибольшей предельной величины. При этом полностью отсутствует расширение воздуха в компрессоре — давление от точки 3 до точки 4 снижается мгновенно, по вертикали (изохорически). Индикаторная работа цикла, пропорциональная производительности компрессора, достигает максимума.

Увеличение ε_k влияет на основные параметры рабочего процесса компрессора следующим образом.

1) Снижается производительность компрессора:

$$V_k = \left[1 - \varepsilon_k \left(\frac{1}{\tau_k^{m_{2к}}} - 1 \right) \right] \lambda_{рк} \lambda_{Гк} \lambda_{Тк} V_{нк} n \text{ м}^3/\text{мин}. \quad (26)$$

2) Уменьшается работа, расходуемая на сжатие и нагнетание воздуха в цилиндре компрессора:

$$\begin{aligned} L_{1-2-3} &= L_{1-2} + L_{3-2} = \frac{10^4 p_{1к} V_{1к}}{m_{1к} - 1} \left[\left(\frac{p_{2к}}{p_{1к}} \right)^{\frac{m_{1к}-1}{m_{1к}}} - 1 \right] + \\ &+ 10^4 p_{2к} V_{2к} - 10^4 p_{2к} V_{мк} \text{ кДж}. \end{aligned}$$

После подстановки вместо $V_{2к}$ его значения

$$V_{2к} = V_{1к} \left(\frac{p_{1к}}{p_{2к}} \right)^{\frac{1}{m_{1к}}} = (V_{нк} + V_{мк}) \left(\frac{p_{1к}}{p_{2к}} \right)^{\frac{1}{m_{1к}}} \text{ м}^3$$

и вместо $V_{1к}$ — его значения

$$V_{1к} = V_{нк} + V_{мк} \text{ м}^3,$$

а также после некоторых преобразований, получим

$$\begin{aligned} L_{1к}^* &= L_{1-2-3} = \frac{10^4 p_{1к} V_{нк}}{m_{1к} - 1} \left(\frac{1}{\varepsilon_k} + 1 \right) \left(\frac{m_{1к}-1}{\tau_k^{m_{1к}}} - 1 \right) + \\ &+ 10^4 p_{2к} V_{мк} \left(\frac{\frac{1}{\varepsilon_k} + 1}{\tau_k^{m_{1к}}} - 1 \right) \text{ кДж}. \end{aligned} \quad (27)$$

3) Увеличивается работа расширяющегося воздуха из мертвого пространства и работа расходуемая на всасывание воздуха;

$$L_{3-4-1} = L_{3-4} + L_{4-1} = \frac{10^4 p_{2k} V_{2k}}{m_{2k} - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{1k}}{p_{2k}} \right)^{\frac{m_{2k}-1}{m_{2k}}} \right] + 10^4 p_{1k} V_{1k} - 10^4 p_{2k} V_{4k} \text{ кДж.}$$

После подстановки вместо V_{1k} его значения

$$V_{1k} = V_{1k} + V_{2k}$$

и вместо V_{4k} — его значения

$$V_{4k} = V_{2k} \left(\frac{p_{2k}}{p_{1k}} \right)^{\frac{1}{m_{2k}}},$$

а также после некоторых преобразований получим

$$L'_{1k} = L_{3-4-1} = \frac{10^4 p_{2k} V_{2k}}{m_{2k} - 1} \left(1 - \frac{1}{\tau^{\frac{1}{m_{2k}}}} \right) + 10^4 p_{1k} V_{2k} \left(\frac{1}{\varepsilon_k} + 1 - \tau^{\frac{1}{m_{2k}}} \right) \text{ кДж.} \quad (28)$$

4) Уменьшается индикаторная работа цикла:

$$L_{1k} = 10^4 p_{1k} V_{1k} \left[1 - \varepsilon_k \left(\frac{1}{\tau^{\frac{1}{m_{2k}}}} \right) - 1 \right] \lambda_{pk} \lambda_{rk} \lambda_{rk} \frac{m_{1k}}{m_{1k} - 1} \left(\tau^{\frac{m_{1k}-1}{m_{1k}}} - 1 \right) \text{ кДж.} \quad (29)$$

Приведенные зависимости позволяют правильно рассчитать СПДК. Они также помогают понять ряд процессов и явлений, происходящих в действующем СПДК. Например, при помощи этих зависимостей можно проанализировать процесс перехода работы с режима номинальной нагрузки на режимы частичной нагрузки или холостого хода.

Действительно, по мере уменьшения подачи топлива (снижения нагрузки) в цилиндр двигателя величина хода поршневых групп уменьшается, следовательно, уменьшается и V_{1k} , вследствие чего увеличивается мертвое пространство V_{2k} и соответственно ε_k . В результате происходит изменение V_k , L'_{1k} и L_{1k} , как показано уравнениями (26) — (29).

При значении

$$\varepsilon_k = \frac{1}{\tau^{\frac{1}{m_{2k}}} - 1}$$

компрессор работает как буфер — наступает холостой ход. Вследствие увеличения L'_{1k} переходные режимы от номинальной нагрузки

до холостого хода сопровождаются увеличением цикличности дото момента, пока вследствие существенного уменьшения длины хода поршней не прекратится увеличение L'_{1k} .

По мере дальнейшего уменьшения подачи топлива, ε_k возрастает настолько, что происходит уменьшение величины τ_k , L'_{1k} стремительно убывает, цикличность снижается. Наконец, L'_{1k} становится настолько малой, что при возвратном ходе поршней степень сжатия в цилиндре двигателя становится недостаточной для самовоспламенения топлива, — работа СПДК прекращается.

§ 7. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

При любом установившемся режиме, во всем диапазоне изменения нагрузок, для любой принципиальной схемы СПДК необходимо соблюдать два основных условия энергетического баланса, определяющие работоспособность дизель-компрессора:

1) индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя, должна быть достаточной и должна поглощаться полностью, без остатка, потребителями мощности — компрессорными, продувочными и буферными цилиндрами, трущимися деталями и обслуживающими механизмами;

2) энергия воздуха, расширяющегося в мертвых и в буферных пространствах, должна быть достаточной для возврата поршней двигателя в исходное рабочее положение к в.м.т., обеспечения воспламенения топлива и заданного протекания рабочего процесса.

В соответствии с этими условиями для каждой конкретной схемы СПДК составляется энергетический баланс, позволяющий проанализировать увязку термодинамических расчетов двигателя, компрессорных и буферных полостей.

Для принципиальной схемы СПДК, показанной на фиг. 1, а, уравнения энергетического баланса следующие:

$$N_{1a} = 2N_{1k} + 2N_{1n} + N_{1mp} + N_{1ок}; \quad (30)$$

$$2L'_{1k} = L'_{1a} + 2L'_{1n} + L'_{1mp} + L'_{1ок}; \quad (31)$$

где N_{1a} — индикаторная мощность (N_{1a} — двигателя, N_{1k} — одной компрессорной полости, N_{1n} — одной продувочной полости);

N_{1mp} — мощность трения всех трущихся деталей СПДК;

$N_{1ок}$ — мощность, расходуемая обслуживающими механизмами;

L'_{1k} — индикаторная работа при движении поршней от н.м.т. к в.м.т.

L'_{1a} — в компрессорной полости, L'_{1a} — в цилиндре двигателя,

L'_{1n} — в полости продувочного насоса);

L'_{1mp} — работа трения всех трущихся деталей при движении поршней от н.м.т. к в.м.т. к в.м.т.;

$L'_{1ок}$ — работа обслуживающих механизмов при движении поршней от н.м.т. к в.м.т. к в.м.т.

Для принципиальной схемы СПДК, показанной на фиг. 17, уравнения энергетического баланса имеют вид

$$N_{i\partial} = 2N_{i\kappa 1} + 2N_{i\kappa 2} + 2N_{i\pi} + N_{\pi p} + N_{om}; \quad (32)$$

$$2L'_{i\kappa 1} + 2L'_{i\kappa 2} = L'_{i\partial} + 2L'_{i\pi} + L'_{\pi p} + L'_{om} + 2L'_{\partial n}; \quad (33)$$

где $N_{i\kappa 1}$ и $N_{i\kappa 2}$ — индикаторная мощность и работа компрессорных полостей первой и второй ступеней; $L'_{i\kappa 1}$ и $L'_{i\kappa 2}$ — индикаторная работа компрессорных полостей первой и второй ступени при движении поршней от н. м. т. к в. м. т.

Для принципиальной схемы СПДК, показанной на фиг. 32, уравнения энергетического баланса имеют вид

$$N_{i\partial} = N_{i\kappa} + N_{i\pi} + N_{\pi p} + N_{om}; \quad (34)$$

$$L'_{i\partial} = L'_{i\partial} + L'_{i\pi} + L'_{\pi p} + L'_{om} + L'_{i\kappa}; \quad (35)$$

где $L'_{i\partial}$ — индикаторная работа в буферной полости за время движения поршней от н. м. т. к в. м. т.;

L'_{om} — работа атмосферного противодавления на обратную сторону буферного поршня.

В техническом задании на проектирование СПДК указывается его производительность при заданном давлении в ресивере P_p и заданных окружающих условиях.

Для нормальных условий работы давление и температура окружающей среды принимаются $p_0 = 760$ мм рт. ст. и $T_0 = 288^\circ$ абс.

Обычно число ступеней сжатия выбирается с учетом условий эксплуатации, конструирования и технологичности производства данной машины. С учетом тех же условий, а также весовых и габаритных требований технического задания, конструктор предварительное назначает быстросходность машины, принимая при этом во внимание требуемые межремонтные периоды.

Расчет основных режимов двигателя СПДК выполняют на основании общепринятой методики расчета двухтактного двигателя с наддувом.

В первую очередь определяют величину потребной индикаторной мощности двигателя. Для этого по заданной величине производительности компрессора, пользуясь формулой (3), находят индикаторную мощность компрессора:

$$2N_{i\kappa} = 2,22p_0 V_{\kappa} \frac{m_{1\kappa}}{m_{1\kappa} - 1} \left(\frac{m_{1\kappa} - 1}{\tau_{\kappa} m_{1\kappa}} - 1 \right) \lambda. \text{ с.} \quad (36)$$

С достаточной степенью точности для предварительных расчетов можно принимать, что сжатие воздуха в цилиндре производится от атмосферного давления p_0 до конечного, номинального p_2 . Производительность компрессора V_{κ} должна быть приведена к нор-

мальным атмосферным условиям p_0 и T_0 . Величиной показателя политропы сжатия m_1 задаются.

Расход мощности на сжатие воздуха в продувочном насосе, на трение и на привод вспомогательных агрегатов оценивают общим условным к. п. д. дизель-компрессора η_{κ} . Обычно $\eta_{\kappa} = 0,6 \div 0,8$, т. е. 20—40% индикаторной мощности, развиваемой в цилиндре двигателя, расходуется на преодоление сил трения во всех цилиндрах и механизмах дизель-компрессора, на привод обслуживающих агрегатов и на индикаторную работу, совершаемую в цилиндрах продувочного насоса. При этом затрата мощности на продувочный насос (без трения) составляет 6—10% от индикаторной мощности двигателя в зависимости от давления P_{κ} и коэффициента избытка продувочного воздуха ϕ .

По данным испытаний дизель-компрессора ДК-2 на номинальном режиме работы $\eta_{\kappa} = 0,6$. По данным испытаний дизель-компрессора 2СК 180/385-9 [15] на номинальном режиме $\eta_{\kappa} = 0,66$ при давлении воздуха в ресивере 4 *атм* и $\eta_{\kappa} = 0,57$ при давлении в ресивере 8 *атм*.

Затраты мощности на преодоление трения при прямом и обратном ходе не равны между собой. При ходе от в. м. т. к н. м. т. расходуется примерно 70—75%, а при обратном ходе 25—30% от общей мощности, расходуемой на трение. Объясняется это тем, что при движении от в. м. т. к н. м. т. давление поршневых колец двигателя на стенки цилиндра значительно больше, чем при обратном ходе. Естественно, что по мере увеличения числа ступеней сжатия (числа цилиндров компрессора) η_{κ} уменьшается.

Равенство (30) может быть переписано в виде

$$N_{i\partial} = 2N_{i\kappa} + (1 - \eta_{\kappa}) N_{i\partial},$$

откуда

$$N_{i\partial} = \frac{2N_{i\kappa}}{\eta_{\kappa}}. \quad (37)$$

Задаваясь величиной среднего индикаторного давления двигателя $P_{i\partial}$, отнесенного к полному ходу поршней, находят рабочий объем цилиндра двигателя:

$$V_{h\partial} = \frac{0,45N_{i\partial}}{P_{i\partial} n} \text{ м}^3; \quad (38)$$

$$D_{\partial} = 10^3 \sqrt[3]{\frac{2V_{h\partial}}{\pi \frac{S}{D_{\partial}}}} = 860 \sqrt[3]{\frac{V_{h\partial}}{S} \frac{\text{м.м.}}{D_{\partial}}} \quad (39)$$

Величину $P_{i\partial}$ следует выбирать на основании анализа данных испытаний (табл. 7), близких по конструкции СПДК (для расчетов можно задаваться $P_{i\partial} = 7 \div 8 \text{ кг/см}^2$).

Величиной $\frac{S}{D_{\partial}}$ задаются, учитывая ряд соображений, главные из которых следующие. Основным фактором, от которого зависит

Таблица 7
Значения средних индикаторных давлений в кг/см² для некоторых СПДК при полной нагрузке

Марка дизель-компрессора	Расчетные величины *		По данным испытаний	
	P_{i0}	P_{i0}	P_{i0}	P_{i0}
ДК-2	6,28	8,7	6,95	9,7
ЗСК 180/385-9	—	—	6,50	9,0
Приморск-М	6,23	9,7	—	—
1ДК	7,30	9,85	7,0	9,46

* Отнесено к рабочей части хода, т. е. без доли, приходящейся на выпускные окна.

быстроходность СПДК, является вес поршневых групп. Уменьшая отношения $\frac{S}{D_0}$, удается существенно снизить вес поршневых групп и тем самым увеличить быстроходность данной машины. Одновременно сокращается длина и вес СПДК. При этом средняя скорость поршней, характеризующая в некоторой степени износостойкость машины, может быть небольшой, так как, несмотря на увеличение цикличности, путь, проходимый поршнем, уменьшается.

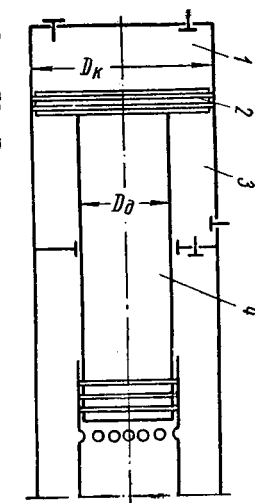
По мере уменьшения отношения $\frac{S}{D_0}$ и увеличения цикличности возрастает тепловая напряженность поршней двигателя, так как диаметр цилиндра возрастает.

Длительное время СПДК и СПГГ конструировали с большим значением отношений $\frac{S}{D_0}$.

Первые в практике конструирования СПДК в 1955 г. был создан короткоходный дизель-компрессор 1ДК, у которого отношение $\frac{S}{D_0} = 1$. Благодаря этому оказалось возможным увеличить число циклов у этого СПДК до 3000 в минуту и значительно уменьшить габаритные размеры и вес этой машины. Для уменьшения тепловой напряженности поршней двигателя было применено внутреннее воздушное охлаждение их продувочным воздухом.

Затем, в 1956 г., появились также и СПГГ с уменьшенным отношением $\frac{S}{D_0}$. Так, у СПГГ СМР4-4 фирмы Дженерал Моторс $\frac{S}{D_0} = 1,25$ при диаметре цилиндра 101,6 мм, максимальное число циклов в минуту достигает 2400. У СПГГ фирмы Форд $\frac{S}{D_0} = 1,12$ при диаметре цилиндра 95 мм, номинальное число циклов в минуту составляет 2400. Оба эти СПГГ, так же как и СПДК

1ДК, отличаются малыми габаритными размерами и весом. Поршни двигателей у этих СПГГ имеют проточное масляное охлаждение. Необходимо также учитывать, что в области конструирования современных дизельных, карбюраторных автомобильных, тракторных и других транспортных двигателей наблюдается тенденция к уменьшению отношения $\frac{S}{D_0}$, что позволяет из года в год существенно уменьшать вес и габаритные размеры двигателей. У некоторых двигателей $\frac{S}{D_0} = 0,85 \div 0,9$. При этом надежность и межремонтные периоды непрерывно увеличиваются.



Фиг. 59. Расчетная схема компрессорного цилиндра и продувочного насоса СПДК: 1 — полость компрессорного цилиндра; 2 — поршень; 3 — полость продувочного насоса; 4 — тронк поршня двигателя.

$$\omega_{cp} = \frac{S\pi}{103 \cdot 30} \text{ м/сек.} \quad (40)$$

У существующих СПДК и СПГГ средняя скорость ω_{cp} поршней составляет 4,75—10,2 м/сек.

Следующий этап расчета состоит в определении основных размеров компрессора и продувочного насоса; он основывается на втором уравнении энергетического баланса.

Ввиду сложной взаимозависимости процессов, протекающих в компрессорных и продувочных полостях, размещенных в одном цилиндре уравнения для определения диаметра цилиндра компрессора и величины мертвых пространств компрессора и продувочного насоса, выведенные из баланса работ возвратного хода, получаются сложными. Их решение невозможно без ряда допущений, снижающих точность расчета. Поэтому рекомендуется применять проверенный на практике метод графо-аналитического расчета, заключающийся в том, что для компрессорной полости и полости продувочного насоса (фиг. 59) раздельно находят величину индикаторной работы за время возвратного хода поршней для нескольких значений диаметра цилиндра. При этом величины работы хода расширения и всасывания в компрессоре и работы сжатия и нагнетания в продувочном насосе для всех выбранных значений D_k определяют при заданных производительностях компрессора и продувочного насоса, постоянных значениях S , τ_k и τ_n , а также коэффициентов $\lambda_{\tau k}$, $\lambda_{\tau n}$, $\lambda_{\tau k'}$, $\lambda_{\tau n'}$. Результаты расчетов представляют в виде графиков

$$2L'_{ik} = f(D_k) \text{ и } 2L'_{in} = f(D_k).$$

Затем находят величины L'_δ и $L'_{тр} + L'_{ом}$, которые считают постоянными для всех значений D_k и на том же графике наносят кривую

$$2L'_{in} + L'_\delta + L'_{тр} + L'_{ом} = 2L'_{in} + C = f(D_k).$$

Точки пересечения кривых $2L'_{ik} = f(D_k)$ и $2L'_{in} + C = f(D_k)$ определяют искомую величину D_k , при которой наступает равенство работ.

Диаметр тронка, соединяющего поршень двигателя и поршень компрессора, может быть больше и меньше диаметра поршня двигателя. По конструктивным, технологическим соображениям и ввиду того, что нет практической необходимости стремиться к увеличению рабочего объема продувочного насоса, диаметр тронка у СПДК обычно бывает либо равен, либо несколько больше диаметра поршня двигателя. В том случае, если диаметр тронка D больше диаметра поршня двигателя, появляется нежелательная дифференциальная площадь тронка, совершающая бесполезную работу в резинере продувочного воздуха. Рекомендуется по возможности выполнять поршни такими, чтобы диаметр тронка был равен диаметру D_δ .

Построение кривой $2L'_{ik} = f(D_k)$. На основании расчетных или опытных данных или по формуле (8) задаются величинами потерь давления Δp_{1k} и Δp_{2k} во впускных и выпускных клапанах компрессора, а затем подсчитывают величины

$$p_{1k} = p_0 - \Delta p_{1k}, \quad (41)$$

$$p_{2k} = p_p + \Delta p_{2k} \quad (42)$$

и

$$\tau_k = \frac{p_{2k}}{p_{1k}}. \quad (43)$$

По формуле (11) задаются величиной подогрева воздуха Δt_k , происходящего при поступлении его в цилиндр компрессора, и находят величину

$$T_{1k} = T_0 + \Delta t_k. \quad (44)$$

Затем определяют величины коэффициентов, характеризующих процесс всасывания в цилиндре компрессора:

$$\lambda_{pk} = \frac{p_{1k}}{p_0} \quad (45)$$

и

$$\lambda_{Tk} = \frac{T_0}{T_{1k}}. \quad (46)$$

После этого подставляют известные величины в формулы (14), (16), (12), (28), приведенные к виду, удобному для вычисления:

$$\lambda_k = \frac{2 \cdot 10^3 V_k}{\pi D_k^2 S n} = \frac{A_1}{D_k^2}. \quad (47)$$

где $A_1 = \frac{2 \cdot 10^3 V_k}{\pi S n};$

$$\lambda_{vk} = \frac{\lambda_k}{\lambda_{pk} \lambda_{Tk}} = \frac{\lambda_k}{A_2}, \quad (48)$$

где

$$A_2 = \lambda_{pk} \lambda_{Tk},$$

$$\varepsilon_k = \frac{1 - \lambda_{vk}}{\frac{1}{m_{2k}} - 1} = \frac{1 - \lambda_{vk}}{A_3}, \quad (49)$$

где

$$A_3 = \tau_k \frac{1}{m_{2k}} - 1;$$

$$L'_{ik} = 10^4 V_{mk} \left[\frac{p_{2k}}{m_{2k} - 1} \left(1 - \frac{1}{\frac{m_{2k} - 1}{m_{2k}}} \right) + p_{1k} \left(\frac{1}{\varepsilon_k} + 1 - \tau_k \frac{1}{m_{2k}} \right) \right] =$$

$$= 10^4 V_{mk} \left(\frac{A_4}{\varepsilon_k} + A_5 \right), \quad (50)$$

где $A_4 = p_{1k}$ и

$$A_5 = \frac{p_{2k}}{m_{2k} - 1} \left(1 - \frac{1}{\frac{m_{2k} - 1}{m_{2k}}} \right) + p_{1k} \left(1 - \tau_k \frac{1}{m_{2k}} \right).$$

Вычисленные величины заносят в таблицу.

По подсчитанным величинам $2L'_{ik}$ для различных значений D_k строят кривую $2L'_{ik} = f(D_k)$ (линия 1 на фиг. 60). Рекомендуется находить не менее четырех точек, необходимых для построения указанной кривой.

Построение кривых $2L'_{in} = f(D_k)$ и $2L'_{in} + C = f(D_k)$. Как и для компрессора, задаются величинами потерь давления Δp_{1n} , Δp_{2n} во впускных и выпускных клапанах продувочного насоса и подогревом Δt_n воздуха, а затем определяют величины

$$p_{1n} = p_0 - \Delta p_{1n}; \quad (51)$$

$$p_{2n} = p_p + \Delta p_{2n}; \quad (52)$$

$$\tau_n = \frac{p_{2n}}{p_{1n}}; \quad (53)$$

$$T_{1n} = T_0 + \Delta t_n; \quad (54)$$

$$\lambda_{pn} = \frac{p_{1n}}{p_0}; \quad (55)$$

$$\lambda_{Tn} = \frac{T_0}{T_{1n}} \quad (56)$$

и величину необходимой производительности продувочного насоса

$$V_n = V_{н\partial pн}. \quad (57)$$

Известные величины подставляют в следующие формулы:

$$\lambda_n = \frac{2 \cdot 10^6 V_n}{\pi (D_k^2 - D_d^2) S_n} =$$

$$= \frac{B_1}{D_k^2 - D_d^2}, \quad (58)$$

где

$$B_1 = \frac{2 \cdot 10^6 V_n}{\pi S_n};$$

$$\lambda_{вн} = \frac{\lambda_n}{\lambda_{Tн} \lambda_{рн} \lambda_{Гн}} = \frac{\lambda_n}{B_2}, \quad (59)$$

где

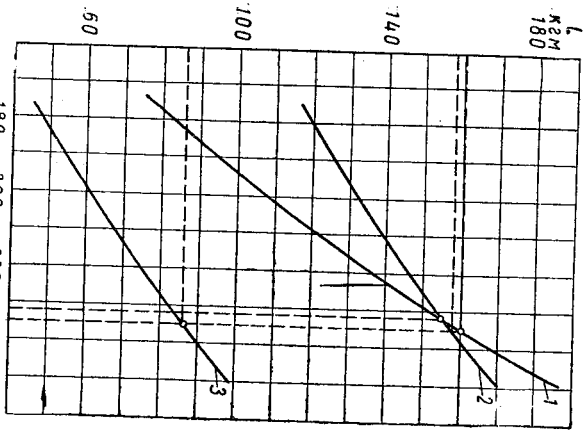
$$B_2 = \lambda_{Tн} \lambda_{рн} \lambda_{Гн};$$

$$\varepsilon_n = \frac{1 - \lambda_{вн}}{\frac{1}{c_n^{m_{2н}}} - 1} = \frac{1 - \lambda_{вн}}{B_3}, \quad (60)$$

где

$$B_3 = \frac{1}{c_n^{m_{2н}}} - 1;$$

Фиг. 60. График баланса работ возвратного хода СПДК:
1) $2L'_{к'}$; 2) $2L'_{гн} + L'_{гд} + L'_{тр} + L'_{о.к.}$; 3) $2L'_{гн}$.



$$L'_{гн} = 10^4 V_{гн} \frac{p_{гн}}{m_{гн} - 1} \left(\frac{1}{\varepsilon_n} + 1 \right) \left(\frac{m_{гн} - 1}{c_n^{m_{гн}}} - 1 \right) +$$

$$+ p_{2н} \left(\frac{\frac{1}{\varepsilon_n} + 1}{\frac{1}{c_n^{m_{гн}}} - 1} - 1 \right) = 10^4 V_{гн} \left[B_4 \left(\frac{1}{\varepsilon_n} + 1 \right) + \right.$$

$$\left. + p_{2н} \left(\frac{\frac{1}{\varepsilon_n} + 1}{\frac{1}{c_n^{m_{гн}}} - 1} - 1 \right) \right]; \quad (61)$$

$$B_4 = \frac{p_{гн}}{m_{гн} - 1} \left(\frac{m_{гн} - 1}{c_n^{m_{гн}}} - 1 \right).$$

где

Для удобства обозначим выражение в квадратных скобках через x :

$$B_4 \left(\frac{1}{\varepsilon_n} + 1 \right) + p_{2н} \left(\frac{\frac{1}{\varepsilon_n} + 1}{\frac{1}{c_n^{m_{гн}}} - 1} - 1 \right) = x;$$

тогда

$$L'_{гн} = 10^4 V_{гн} x.$$

Значения величин, вычисленные по формулам (58)–(61), заносит в таблицу.

По подсчитанным $2L'_{гн}$ для тех же значений D_k , которые были приняты при расчете $2L'_{к'}$, строят кривую (линия 3, фиг. 60) $2L'_{гн} = f(D_k)$.

Подсчет величин работ сопротивлений движению поршней при возвратном ходе производят следующим образом.

Индикаторная работа в цилиндре двигателя во время возвратного хода поршней

$$L'_{гд} = 10^4 p_a V_{гд} \left[\psi + \frac{(1 - \psi) \varepsilon_d}{(n_1 - 1)(\varepsilon_d - 1)} (\varepsilon_d^{n_1} - 1 - 1) \right] \text{ кг·м}, \quad (62)$$

где p_a — давление в цилиндре двигателя в момент закрытия выпускных окон (начало сжатия).

Величину p_a выбирают в пределах 0,9–1,0 от p_k в *атм*. При этом учитывают, что чем выше давление p_k , тем меньше разница между p_a и p_k ; например, если $p_k > 2$, то принимают $p_a \approx p_k$. На величину p_a также влияют фазы газораспределения, размеры и устройство продувочных и выпускных окон, сопротивления газового тракта от выпускных окон до выхода выпускных газов в атмосферу.

Для подсчета $L'_{гд}$ предварительно задаются долей хода поршня, приходившейся на открытие и закрытие выпускных окон $\psi = 0,25 \div 0,30$ по аналогии с близкими по параметрам существующими конструкциями; например,

Для дизель-компрессора ДК-2	2СК 180/885-9	1ДК	
$\psi =$	0,27	0,33	0,26

Задаются действительной степенью сжатия ε_d и показателем политропы сжатия n_1 (о выборе значений этих величин см. в §10). Работа, затрачиваемая на трение и привод обслуживающих механизмов при ходе поршней от н. м. т. к в. м. т.,

$$L'_{тр} + L'_{о.к.} = \delta (1 - \eta'_k) p_{гд} V_{гн} \cdot 10^4, \quad (63)$$

где δ — коэффициент указывающий, какую долю от общей работы трения и привода обслуживающих механизмов за цикл составляет работа $(L'_{mp} + L'_{om})$ при ходе поршня от н. м. т. к в. м. т.; обычно для расчетов принимают $\delta = 0,3 \div 0,25$;

η'_k — коэффициент, учитывающий затрату мощности на преодоление сил трения и на привод обслуживающих механизмов.

Принимают $\eta'_k = \eta_k + (0,06 \div 0,10)$.

Сумма работ сопротивлений во время возвратного хода поршня $C = L'_{io} + L'_{mp} + L'_{om}$.

Подсчитанные для всех выбранных значений D_k суммы $2L'_n + C$ заносят в таблицу и строят соответствующую кривую $2L'_n + C = f(D_k)$ (линия 2, фиг. 60). Точка пересечения кривой $2L'_n + C$ с кривой L'_{ik} определяет размер диаметра цилиндра компрессора, при котором наступает баланс работ обратного хода поршней.

Если величина найденного диаметра не равна одному из выбранных для расчета, то для окончательно принятого размера D_k подсчитывают:

$$F_k = \frac{\pi D_k^2}{400} \text{ см}^2; V_{hk} = F_k S 10^{-10} \text{ м}^3;$$

$$\lambda_k = \frac{V_k}{2V_{hk}n}$$

и далее λ_{vk}, ϵ_k по формулам (48), (49) и V_{mk} .

Соответствующую для данного значения D_k величину работы $2L'_{ik}$ находят графически по фиг. 60 либо подсчитывают по формуле (50).

Точно так же для продувочного насоса подсчитывают $V_{hk}, \lambda_n, \lambda_{vp}, \epsilon_n, V_{mn}$ и либо находят графически, либо определяют по формуле (61) величину работы $2L'_{in}$.

По окончании расчета основных размеров дизель-компрессора результаты заносят в таблицу для удобства пользования ими при дальнейшей разработке компоновочных чертежей.

В процессе конструктивной компоновки найденные размеры уточняют в соответствии с требованиями стандартов и технологий производства. При этом стремятся выбрать диаметры цилиндров двигателя и компрессора такими же, как у наиболее близких по размерам существующих двигателей и компрессоров. Это может облегчить постройку опытных образцов, так как появится возможность использования готовых поршневых колец и инструментов для обработки гильз цилиндров.

СПДК с буферными цилиндрами рассчитывают, пользуясь теми же основными зависимостями, которые выведены и приняты для безбуферных СПДК. Например, для схемы СПДК, приведенной на

фиг. 32, рекомендуется следующий порядок расчета основных размеров.

По уравнениям (36) — (40) находят: индикаторную мощность N_{ik} , затрачиваемую двигателем на совершение работ в цилиндре компрессора; полную индикаторную мощность N_{io} двигателя; рабочий объем V_{io} цилиндра двигателя; диаметр цилиндра двигателя D_d ; ход поршневой группы S и среднюю скорость w_{cp} поршней.

По формулам (62) и (63) подсчитывают индикаторную работу L'_{io} в цилиндре двигателя во время возвратного хода поршней и сумму работ L'_{mp} и L'_{om} , затрачиваемых на трение и привод обслуживающих механизмов.

Расчет компрессора в этом случае отличается от расчета по безбуферной схеме тем, что величина ϵ_k мертвого пространства компрессорного цилиндра для буферной схемы предварительно выбирается конструктором по аналогии с существующими компрессорами. При этом, помимо объема мертвого пространства, заключенного в клапанах, учитывается необходимый зазор между поршнем компрессора и крышкой цилиндра, рассчитанный на максимальный ход поршневых групп с учетом возможного случайного его увеличения в процессе работы. Этот зазор должен предотвращать возможность удара поршня о крышку цилиндра.

Подсчитав величины $p_{1k}, T_{1k}, p_{2k}, \tau_k, \lambda_{Tk}, \lambda_{pk}$ и задавшись величиной ϵ_k , находят

$$\lambda_{vk} = 1 - \epsilon_k (\tau_k - 1),$$

а затем, задавшись величиной λ_{Tk} , определяют величину

$$\lambda_k = \lambda_{vk} \lambda_{pk} \lambda_{Tk} \lambda_{Tk};$$

$$V_{hk} = \frac{V_k}{\lambda_k n}; V_{mk} = \epsilon_k V_{hk};$$

$$D_k = 10^3 \sqrt{\frac{V_{hk}}{S} \cdot 1,27}$$

и

$$L'_{ik} = 10^4 V_{mk} \left[\frac{p_{2k}}{m_{2k} - 1} \left(1 - \frac{1}{\frac{m_{2k} - 1}{\tau_k}} \right) + p_{1k} \left(\frac{1}{\epsilon_k} + 1 - \tau_k \right) \right]. \quad (64)$$

Определяют величины мертвого пространства продувочного насоса по заданной производительности насоса и при рассчитанном диаметре цилиндра D_k .

Подсчитав величины V_n , V_{in} , P_{in} , T_{in} , P_{2n} , τ_n , λ_{in} , λ_{rn} и задав-
шись величиной λ_{rn} , находят величины

$$\lambda_{rn} = \frac{V_n}{V_{in} \lambda_{rn} \lambda_{rn} \lambda_{rn}^2},$$

$$\epsilon_n = \frac{1 - \lambda_{rn}}{\tau_n^{m_{2n}} - 1},$$

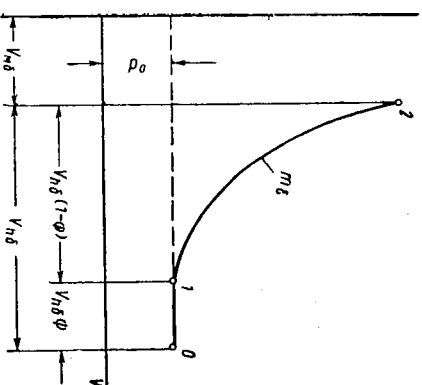
$$V_{in} = \epsilon_n V_{rn}$$

и, наконец,

$$L'_{in} = 10^4 V_{in} \left[\frac{P_{in}}{m_{in} - 1} \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) \left(\tau_n^{\frac{m_{in}-1}{m_{in}}} - 1 \right) + \right. \\ \left. + P_{2n} \left(\frac{1}{\tau_n^{\frac{1}{m_{in}}} - 1} - 1 \right) \right]. \quad (65)$$

Выбирая диаметр D_o буферного цилиндра и задаваясь диа-
метром D_T соединительного тронка между поршнем двигателя
и поршнем буфера, подсчитывают
работу атмосферного давления, воз-
действующего на внутреннюю сто-
рону поршня буфера:

$$L'_{атм} = \frac{\pi (D_o^2 - D_T^2)}{4 \cdot 10^5} S P_o \text{ кДж.} \quad (66)$$



Фиг. 61. Схематический рабочий процесс в буферном цилиндре.

дизель-компрессора. Их недостатком является высокая средняя и
максимальная температура воздуха при сжатии, требующая уси-
ленного охлаждения цилиндра и применения высококачественного
смазочного масла. Поршневые кольца, цилиндр и поршень могут
оказаться в неблагоприятных условиях, что приведет к ускорен-
ному износу.

Буферá низкого давления, в которых конечное давление воздуха
не превышает 6 атм, могут работать без жидкостного охлаждения.

По уравнению баланса работ получают величину требующейся
работы буфера при возвратном ходе поршня:

$$L'_{io} = L'_{io} + L'_{mp} + L'_{oj} + L'_{in} + L'_{атм} - L'_{ik}$$

Для определения необходимой величины V_{jo} мертвого простран-
ства буфера и связанной с ним величины конечного давления сжа-
тия воздуха в буфере найдем выражение индикаторной работы
(изображаемой площадью под кривой 0—1—2) для процесса, пред-
ставленного на фиг. 61:

$$L'_{io} = \frac{10^4 \cdot P_{2o} V_{jo}}{m_o - 1} \left[1 - \left(\frac{P_{1o}}{P_{2o}} \right)^{\frac{m_o-1}{m_o}} \right] + \psi_o V_{jo} P_o \cdot 10^4, \quad (67)$$

где $V_{jo}\psi$ — объем, описываемый поршнем буфера при движении
его в зоне расположения окон для пополнения уте-
чек воздуха из цилиндра.

Вместо V_{jo} подставим в формулу (67) $V_{jo}\epsilon_o$. Но для буфера
на основании формулы (24) должно быть соблюдено отношение

$$\epsilon_o = \frac{1}{\left(\frac{P_{2o}}{P_{1o}} \right)^{\frac{1}{m_o}} - 1}. \quad (68)$$

Здесь можно принять $P_{1o} = P_o$.
После некоторых преобразований получим

$$L'_{io} = \frac{10^4 P_{2o} V_{jo} (1 - \psi_o)}{(m_o - 1) \left[\left(\frac{P_{2o}}{P_o} \right)^{\frac{1}{m_o}} - 1 \right]} \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_{2o}} \right)^{\frac{m_o-1}{m_o}} \right] + 10^4 \psi_o V_{jo} P_o. \quad (69)$$

Уравнение (69) решают относительно P_{2o} методом подбора
значения этой величины с таким расчетом, чтобы правая часть
уравнения равнялась ранее подсчитанной величине L'_{io} . Предва-
рительно задается величиной $\psi_o = 0,10 \div 0,15$ и подсчитывают

$$V_{jo} = \frac{\pi D_o^2}{4 \cdot 10^5} S.$$

По найденной величине P_{2o} определяют

$$\tau_o = \frac{P_{2o}}{P_o};$$

$$\epsilon_o = \frac{1}{\left(\frac{P_{2o}}{P_o} \right)^{\frac{1}{m_o}} - 1}$$

$$V_{jo} = \epsilon_o V_{jo}.$$

§ 8. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Техническое задание. Производительность дизель-компрессора $V_k = 3 \text{ м}^3/\text{мин}$; номинальное давление воздуха в ресивере $p_0 = 8 \text{ атм}$; топливо дизельное авто-тракторное, состава $S = 0,86\%$; $H = 0,13\%$; $O = 0,01\%$; $Q_k = 10\,000 \text{ ккал/кг}$. Габаритные размеры (ориентировочно): длина 1000–1100 мм, ширина 600–700 мм, высота 700–800 мм, сухой вес 280 кг (не более). Работа до смены или первой расточки гильзы цилиндра двигателя 2500–3000 час.

Выбираем число ступеней сжатия воздуха 1; принципиальную схему — без-буферную, симметричную, с одной парой реек синхронизирующего механизма (см. фиг. 1, а); $n = 2000 \text{ цикл/мин}$, систему охлаждения жидкостную, с замкнутой принудительной циркуляцией; привод обслуживающих механизмов от упрощенной тазовой турбины (типа Мунтц), работающей от выпускных газов дизель-компрессора. Пуск — сжатом воздухом от пускового мотокомпрессора.

Принимаем следующие исходные для расчета параметры:

$$\begin{aligned} \epsilon_\partial &= 13; & a &= 2; & p_0 &= 1,033 \text{ атм}; & T_0 &= 288^\circ \text{ абс}; \\ n_1 &= 1,43; & m_{1k} &= 1,25; & m_{2k} &= 1,23; & m_{1n} &= 1,38; \\ m_{2n} &= 1,3; & \psi &= 0,26; & \eta_k &= 0,6; & p_{\partial} &= 7 \text{ кг/см}^2; \\ p_k &= 1,5 \text{ атм}; & \varphi &= 1,6; & \lambda_{Tn} &= 0,98; & \lambda_{Tn} &= 0,9; \\ \Delta p_{1k} &= 0,11 \text{ кг/см}^2; & \Delta p_{2k} &= 0,22 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Для двигателя величина индикаторной мощности, расходуемой на сжатие воздуха в обоих цилиндрах компрессора,

$$\begin{aligned} N_{1k} &= 2,22 p_0 V_k \frac{m_{1k}}{m_{1k} - 1} \left(\frac{m_{1k} - 1}{\tau_k} - 1 \right) = \\ &= 2,22 \cdot 1,033 \cdot 3 \cdot \frac{1,25}{0,25} \left(\frac{1,25 - 1}{8,91} - 1 \right) = 19 \text{ л. с.} \end{aligned}$$

Полная индикаторная мощность двигателя

$$N_{\partial} = \frac{N_{1k}}{\eta_m} = \frac{19}{0,6} \approx 32 \text{ л. с.}$$

Рабочий объем цилиндра двигателя

$$V_{\partial} = \frac{0,45 N_{\partial}}{p_{\partial} n} = \frac{0,45 \cdot 32}{7 \cdot 2000} = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Диаметр цилиндра двигателя, при условии, что $\frac{S}{D_\partial} = 1$,

$$D_\partial = 860 \sqrt[3]{\frac{V_{\partial}}{S}} = 860 \sqrt[3]{\frac{1,03 \cdot 10^{-3}}{1}} = 86,7 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_\partial = 90 \text{ мм}$; $S = 90 \text{ мм}$. Этим размерам соответствует $V_{\partial} = 1,144 \text{ л}$.

Средняя скорость поршня

$$w_{cp} = \frac{S n}{10^3 \cdot 30} = \frac{90 \cdot 2000}{30\,000} = 6 \text{ м/сек.}$$

Для компрессора. Давление и температура в полости цилиндра компрессора в начале сжатия

$$\begin{aligned} p_{1k} &= p_0 - \Delta p_{1k} = 1,033 - 0,11 \approx 0,92 \text{ атм}, \\ T_{1k} &= T_0 + \Delta T_k = 288 + 32 = 320^\circ \text{ абс.} \end{aligned}$$

Давление воздуха в полости цилиндра компрессора в начале нагнетания

$$p_{2k} = p_p + \Delta p_{2k} = 8 + 0,22 = 8,22 \text{ атм.}$$

Степень повышения давления в цилиндре компрессора

$$\tau_k = \frac{p_{2k}}{p_{1k}} = \frac{8,22}{0,92} = 8,94.$$

Коэффициенты, характеризующие процесс всасывания в цилиндре компрессора,

$$\lambda_{T_k} = \frac{T_0}{T_{1k}} = \frac{288}{320} = 0,9; \quad \lambda_{p_k} = \frac{p_{1k}}{p_0} = \frac{0,92}{1,033} = 0,89.$$

Для построения кривой изменения индикаторной работы расширяющегося воздуха из мертвых пространств цилиндров компрессора в зависимости от диаметра цилиндра компрессора D_k при неизменной величине хода поршня $S = 90 \text{ мм}$, производительности компрессора $V_k = 3 \text{ м}^3/\text{мин}$ и неизменном значении $\tau_k = 8,94$, а также коэффициентов $\lambda_{T_k} = 0,9$ и $\lambda_{p_k} = 0,89$ применяем следующие расчетные формулы:

$$\lambda_k = \frac{2 \cdot 10^9 V_k}{\pi D_k^2 S n} = \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^9}{3,14 \cdot 90 \cdot 2000 D_k^2} = \frac{1,06 \cdot 10^4}{D_k^2};$$

$$\lambda_{v_k} = \frac{\lambda_k}{\lambda_{T_k} \lambda_{p_k} \lambda_{T_k}} = \frac{\lambda_k}{0,98 \cdot 0,89 \cdot 0,9} = \frac{\lambda_k}{0,785};$$

$$\epsilon_k = \frac{1 - \lambda_{v_k}}{1 - \lambda_{v_k}} = \frac{1 - \lambda_{v_k}}{1 - \frac{1 - \lambda_{v_k}}{4,94}};$$

$$\begin{aligned} L'_{1k} &= 10^4 V_{mk} \left[\frac{p_{2k}}{m_{2k} - 1} \left(1 - \frac{1}{\tau_k} \right) + \frac{p_{1k}}{\epsilon_k} + \right. \\ &\quad \left. + p_{1k} - p_{1k} \tau_k \right] = 10^4 V_{mk} \left[\frac{8,22}{1,23 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,94 \cdot 1,23} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{0,92}{\epsilon_k} + 0,92 - 0,92 \cdot 8,94 \cdot \frac{1}{1,23} \right]; \end{aligned}$$

$$L'_{1k} = 10^4 V_{mk} \left(\frac{0,92}{\epsilon_k} + 7,54 \right) \text{ кгм.}$$

Данные подсчета величин L'_{1k} приведены в табл. 8.

По табл. 8 на фиг. 60 построена кривая $2L'_{1k} = f(D_k)$.

Для продувочного насоса необходимая производительность продувочного насоса

$$V_n = V_{\partial} n = 1,144 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6 \cdot 2000 = 3,66 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Таблица 8
Подсчет величин работы компрессора при возвратном ходе поршней

Показатели	D_k в мм			
	17,5	200	225	250
λ_k	0,346	0,265	0,209	0,170
λ_{vk}	0,440	0,338	0,266	0,216
$1 - \lambda_{vk}$	0,560	0,662	0,734	0,784
ϵ_k	0,1135	0,134	0,149	0,159
$10^4 \cdot V_{hk}$	21,6	28,1	35,7	44,1
$10^4 \cdot V_{mk}$	2,45	3,76	5,31	7,01
$\frac{0,92}{\epsilon_k} + 7,54$	15,6	14,4	13,72	13,34
L'_{ik} в кгм	38,2	54,1	73,0	93,5
$2L'_{ik}$ в кгм	76,4	108,2	146,0	187,0

Задаемся потерями давления в кг/см²:

при всасывании $\Delta p_{in} = 0,11$,
при нагнетании $\Delta p_{in} = 0,1$,

на основании чего находим

$$p_{in} = p_0 - \Delta p_{in} = 1,033 - 0,11 \approx 0,92 \text{ атм};$$

$$p_{in} = p_k + \Delta p_{in} = 1,5 + 0,1 = 1,6 \text{ атм};$$

$$T_{in} = T_0 + \Delta T_{in} = 288 + 20 = 308^\circ \text{ аБс};$$

$$\tau_n = \frac{p_{in}}{p_{in}} = \frac{1,6}{0,92} = 1,74;$$

$$\lambda_{Tn} = \frac{T_0}{T_{in}} = \frac{288}{308} = 0,935;$$

$$\lambda_{pn} = \frac{p_{in}}{p_0} = \frac{0,92}{1,033} = 0,89.$$

Для построения кривой изменения индикаторной работы сжатия и нагнетания воздуха, совершаемой в цилиндрах продвинутого насоса в зависимости от диаметра цилиндра компрессора D_k (одновременно являющегося и цилиндром продвинутого насоса), при неизменной величине хода поршней $S = 90$ мм, производительности $V_n = 3,66 \text{ м}^3/\text{мин}$ и неизменном значении $\tau_n = 1,74$, а также коэффициентов $\lambda_{Tn} = 0,935$ и $\lambda_{pn} = 0,89$, применяем следующие расчетные формулы:

$$\lambda_n = \frac{2 \cdot 10^6 V_n}{\pi (D_k^2 - D_d^2) S n} = \frac{2 \cdot 3,66 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 90 \cdot 2000 (D_k^2 - 8100)} = \frac{129,5 \cdot 10^2}{D_k^2 - 8100};$$

$$\lambda_{vn} = \frac{\lambda_n}{\lambda_{Tn} \lambda_{pn} \lambda_{Tn}} = \frac{\lambda_n}{0,935 \cdot 0,89 \cdot 0,9} = \frac{\lambda_n}{0,749};$$

$$\epsilon_n = \frac{1 - \lambda_{vn}}{1 - \lambda_{vn}} = \frac{1 - \lambda_{vn}}{0,53};$$

$$L'_{in} = 10^4 V_{in} \left[\frac{p_{in}}{m_{in} - 1} \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) \left(\frac{m_{in} - 1}{\tau_n} - 1 \right) + p_{in} \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) \left(\frac{m_{in} - 1}{\tau_n} - 1 \right) \right] =$$

$$= 10^4 V_{in} \left[\frac{0,92}{1,38 - 1} \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) \left(\frac{1,38 - 1}{1,74} - 1 \right) + 1,6 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) \left(\frac{1,38 - 1}{1,74} - 1 \right) \right];$$

$$L'_{in} = 10^4 V_{in} \left[0,395 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) + 1,6 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) \right] \text{ кгм.}$$

Подсчитанные величины L'_{in} приведены в табл. 9. По табл. 9 на фиг. 60 построена кривая $2L'_{in} = f(D_k)$.

Для построения кривой суммы сопротивлений движению поршней при возвратном ходе подсчитываем:

1) индикаторную работу в цилиндре двигателя во время возвратного хода

$$L'_{id} = 10^4 p_a V_{ad} \left[\psi + \frac{(1 - \psi) \epsilon_d}{(n_1 - 1) (\epsilon_d - 1)} (\epsilon_d^{n_1 - 1} - 1) \right] =$$

$$= 10^4 \cdot 1,43 \cdot 1,144 \cdot 10^{-3} \left[0,26 + \frac{(1 - 0,26) \cdot 1,3}{(1,43 - 1) (1,3 - 1)} (1,3^{1,43 - 1} - 1) \right] = 66 \text{ кгм,}$$

$$\text{принимая } p_a = 0,95 p_k = 0,95 \cdot 1,5 \approx 1,43 \text{ атм};$$

2) работу, затрачиваемую на преодоление сил трения и на привод обслуживающих механизмов, при условии, что

$$\eta_k = \eta_m + 0,1 = 0,6 + 0,1 = 0,7$$

и принимаем $\delta = 0,25$

$$L'_{tr} + L'_{ок} = \delta (1 - \eta_k) p_{id} V_{ad} 10^4 = 0,25 (1 - 0,7) \cdot 7 \cdot 1,44 \cdot 10 = 6 \text{ кгм.}$$

Суммируем сопротивления:

$$2L'_{in} + L'_{id} + L'_{ок} + L'_{tr} = 2L'_{in} + 66 + 6 = 2L'_{in} + 72.$$

Заносим в табл. 9 для выбранных значений D_k величины суммарных сопротивлений.

Построенная кривая $2L'_{in} + 72 = f(D_k)$ показана на фиг. 60.

По точке пересечения кривой суммарных сопротивлений (с кривой $L'_{ik} = f(D_k)$) определяем размеры диаметра цилиндра компрессора, при котором наступит баланс работ обратного хода. В нашем случае этот диаметр $D_k = 232$ мм.

Таблица 9
Величины работ продвучного насоса при возвратном ходе поршей

Показатели	D_k в мм			
	175	200	225	250
$(D_k^2 - 8100) 10^{-2}$	225	319	425	544
λ_n	0,575	0,405	0,304	0,238
λ_{vn}	0,769	0,541	0,406	0,318
$1 - \lambda_{vn}$	0,231	0,459	0,594	0,682
ϵ_n в см ²	0,436	0,865	1,125	1,290
F_k в см ²	240,5	314,2	397,6	490,9
$F_k - F_\partial$	176,9	250,6	334,0	427,3
$10 V_{ln}$	15,9	22,6	30,0	38,4
$10 V_{mn}$	6,94	19,6	3,38	49,5
$\frac{1}{\epsilon_n}$	2,29	1,155	0,888	0,775
$\frac{1}{\epsilon_n} + 1$	3,29	2,155	1,888	1,775
$\frac{1}{\epsilon_n} + 1 - \frac{1}{1,495}$	1,20	0,440	0,26	0,190
$0,395 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right)$	1,30	0,850	0,744	0,700
$1,6 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 - \frac{1}{1,495} \right)$	1,92	0,704	0,415	0,304
$\left[0,395 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 \right) + \right.$				
$\left. + 1,6 \left(\frac{1}{\epsilon_n} + 1 - \frac{1}{1,495} \right) \right]$	3,22	1,554	1,159	1,004
L'_{ln}	22,4	30,4	39,1	49,7
$2L'_{ln}$	44,8	60,8	78,2	99,4
$2L'_{ln} + 72$	116,8	132,8	150,2	171,4

Принимаем $D_k = 23,5$ см; тогда для компрессора

$$F_k = 434 \text{ см}^2; V_{hk} = \frac{\pi 23,5^2}{4} \cdot 90 = 3,9 \text{ л};$$

$$\lambda_k = \frac{V_k}{2V_{hk}n} = \frac{3 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,9 \cdot 2000} = 0,192;$$

$$\lambda_{vk} = \frac{0,192}{0,785} = 0,245.$$

$$\epsilon_k = \frac{1 - \lambda_{vk}}{4,94} = \frac{0,755}{4,94} = 0,153;$$

$$V_{mk} = 3,9 \cdot 0,153 \approx 0,596 \text{ л}.$$

Из графика на фиг. 60 $2L'_{ik} = 160$ кгм.

Для продвучного насоса

$$V_{hn} = 10^{-3} (F_k - F_\partial) S = 10^{-3} (434 - 63,6) 90 = 3,34 \text{ л};$$

$$\lambda_n = \frac{3,66 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,34 \cdot 2000} = 0,274;$$

$$\lambda_{vn} = \frac{0,274}{0,749} = 0,366;$$

$$\epsilon_n = \frac{1 - 0,366}{0,53} = 1,2;$$

$$V_{mn} = 3,34 \cdot 1,2 = 4 \text{ л}.$$

Из графика на фиг. 60 $2L'_{in} = 86$ кгм.

Суммарная работа сил сопротивления движению поршей при возвратном ходе $86 + 72 = 158$ кгм.

Избыток работы расширяющегося воздуха из мертвых пространств в цилиндрах компрессора составляет $160 - 158 = 2$ кгм.

Результаты расчета дизель-компрессора

Диаметр цилиндра в мм:	$D_\partial = 90$
диаметра компрессора	$D_k = 235$
Ход поршневой группы в мм	$S = 90$
Рабочий объем цилиндра в л:	
двигателя	$V_{hd} = 1,14$
компрессора	$V_{hk} = 3,90$
продвучного насоса	$V_{hn} = 3,34$
Объем камеры сгорания двигателя в см ³	$V_c = 70,5$
Относительная величина мертвого пространства:	
компрессора	$\epsilon_k = 0,153$
продвучного насоса	$\epsilon_n = 1,20$
Средняя скорость поршневых групп в м/сек	$w_{cp} = 6$
Индикаторная мощность двигателя в л. с.	$N_{id} = 32$

РАСЧЕТЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

В главе II приведена методика расчета основных размеров СПДК, рекомендуемая при выполнении эскизной компоновки вновь создаваемой машины.

В процессе выполнения эскизной компоновки машины, а затем в техническом проекте и при разработке рабочих чертежей все более и более уточняется конструкция машины, что позволяет уточнить и ее расчеты.

Основой для уточненного расчета основных параметров и размеров машины являются расчеты рабочих процессов СПДК, протекающих в цилиндре двигателя, компрессорных, буферных цилиндрах и в цилиндрах продувочных насосов. Эти расчеты часто называют тепловыми расчетами рабочих циклов.

§ 9. РАСЧЕТЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ КОМПРЕССОРА, ПРОДУВОЧНОГО НАСОСА И ВОЗДУШНОГО БУФЕРА

Основными задачами расчета рабочих процессов компрессора, продувочного насоса и воздушного буфера являются:

- 1) определение показателей, характеризующих цикл и рабочие процессы;
- 2) построение индикаторных диаграмм, дающих возможность подсчитать составляющие элементы энергетического баланса работ, а затем производить расчет быстроходности СПДК;
- 3) выявление характерных температур и давлений цикла, позволяющих оценить условия смазки и охлаждения и производить расчет на прочность, жесткость и износостойчивость деталей СПДК.

На основании тепловых расчета уточняют рабочие объемы и объемы мертвых пространств компрессора, продувочного насоса и буфера.

Расчет производят для нагруженного режима, соответствующего полной производительности компрессора при максимальном рас-четном давлении сжатого воздуха.

При других режимах работы будет изменяться величина хода поршневых групп, относительные величины мертвых пространств, цикличность и ряд других зависимых параметров.

При выборе исходных параметров для теплового расчета ком-прессора, продувочного насоса или буфера необходимо с помощью

предварительных подсчетов учитывать размеры цилиндров, число циклов в минуту, а также конструктивные особенности машины — способ и интенсивность охлаждения, эффективность уплотнения поршней и др.

Анализ экспериментальных данных по аналогичным выполнен-ным конструкциям является наиболее ценным источником для оп-ределения исходных параметров для расчета нового СПДК.

Расчет рабочего цикла компрессора, продувочного насоса и буфера

Давление в полости цилиндра в начале сжатия

$$p_1 = p_0 - \Delta p_1.$$

Для буферного цилиндра с окнами для пополнения утечек воз-духа в конце расширения, значение Δp_1 приближается к нулю.

Температура воздуха в полости цилиндра в начале сжатия

$$T_1 = T_0 + \Delta t.$$

Давление воздуха в полости цилиндра компрессора или про-дувочного насоса в начале нагнетания

$$p_2 = p_{сж} + \Delta p_2.$$

Давление воздуха в полости буфера в конце сжатия

$$p_3 = p_1 \left(\frac{V_{h\delta} + V_{м\delta}}{V_{м\delta}} \right)^{m_1 \delta}.$$

Температура воздуха в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_1 - 1}{m_1}}$$

не должна превышать температуру вспышки смазочного масла. Часть хода поршня, затрачиваемая на сжатие воздуха в ком-прессоре

$$S_{сж} = S_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m_1}};$$

здесь S_1 — линейный размер, соответствующий полному объему цилиндра компрессора на индикаторной диаграмме

$$S_1 = S_n + S_m,$$

где S_n — ход поршня;
 $S_m = S_n \epsilon_m$ — приведенный линейный размер мертвого пространства на индикаторной диаграмме.

Расчет координат полнотропы сжатия, необходимых для построе-ния индикаторной диаграммы, удобнее всего вести составляя таб-лицу определяемых величин.

Здесь интервал давлений от p_1 до p_2 разбивают на любое необходимое количество участков, в зависимости от желаемой точности построения линии сжатия. Для каждого заданного значения p подсчитывают величину хода поршня S_p , откладываемую от начала ordinат индикаторной диаграммы.

Подсчитывая координаты политропы расширения, составляют таблицу определяемых величин.

Пользуясь данными таблицы, строят индикаторную диаграмму, показанную на фиг. 62. Планиметрированием определяют площади в квадратных миллиметрах:

- $f_{расш}$ — под политропой расширения $2'-1'$;
- $f_{вс}$ — под линией всасывания $1'-1$;
- $f_{сж}$ — под политропой сжатия $1-2$;
- $f_{нагн}$ — под линией нагнетания $2-2'$;
- $f_{ик}$ — диаграммы между точками $1-2-2'-1'-1$.

При этом

$$f_{ик} = (f_{сж} + f_{нагн}) - (f_{расш} + f_{вс}).$$

Зная величину $f_{ик}$, подсчитывают: среднее индикаторное давление компрессора

$$p_{ик} = \frac{f_{ик}}{S_h} \cdot M_p M_s,$$

где M_p — масштаб шкалы давлений диаграммы в $кг/см^2 мм$;

M_s — масштаб шкалы хода поршня в $мм/мм$;

масштаб площади индикаторной диаграммы

$$M_d = M_p M_s F \text{ кг.мм./мм.}^2,$$

где F — площадь поршня компрессора в $см^2$;

работа

$$L_{ик} = f_{ик} M_d \text{ кг.мм.}$$

Величина индикаторной мощности, расходуемой компрессором,

$$N_{ик} = \frac{L_{ик} n}{4500} \text{ л. с.} \quad (70)$$

или

$$N_{ик} = \frac{p_{ик} V_{ик} n}{0,45} \text{ л. с.}$$

Таким же методом рассчитывают и строят индикаторную диаграмму цилиндра продувочного насоса и планиметрированием находят величины N_{in} и L_{in} .

Построив диаграмму сжатия и расширения воздуха в буферном цилиндре, планиметрированием площади под ней находят величину работы буфера во время возвратного хода поршней.

§ 10. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ

Основными задачами теплового расчета рабочего цикла двигателя СПДК являются: 1) определение показателей, характеризующих цикл и рабочий процесс двигателя; 2) построение индикаторной диаграммы, дающей возможность подсчитать составляющие элементы энергетического баланса работ, а затем произвести расчет быстроходности СПДК. Кроме того, индикаторная диаграмма позволяет произвести поверочный расчет газообмена в цилиндре двигателя и расчет на прочность, жесткость и износостойчивость деталей двигателя.

На основании теплового расчета подсчитывают среднее индикаторное давление и по потребной мощности, определяют рабочий объем цилиндра двигателя.

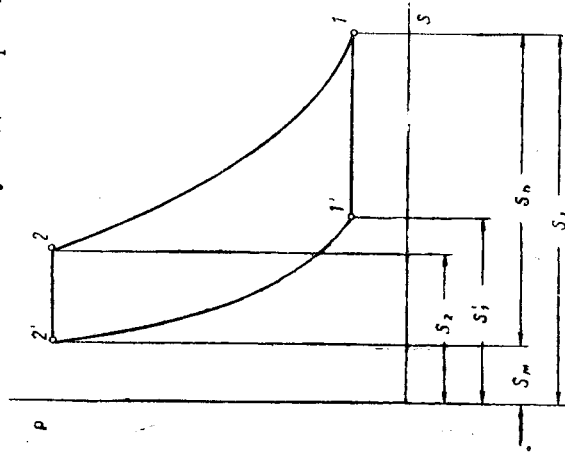
Тепловой расчет рабочего цикла двигателя СПДК производят для нагруженного режима работы двигателя, соответствующего полной производительности компрессора при максимальном расчетном давлении сжатого воздуха; при этом считают, что момент впрыска топлива и условия сгорания наивыгоднейшие.

При других режимах работы будет изменяться величина хода поршневых групп, степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, степень предварительного расширения, степень повышения давления и ряд других параметров, зависящих от степени сжатия, условий продувки и отношения хода поршня к диаметру цилиндра.

Исследование индикаторных диаграмм СПДК показывает, что рабочий процесс в цилиндре двигателя СПДК протекает при смешанном цикле. Это объясняется малой быстроходностью СПДК и своеобразным характером подачи топлива при механическом приводе топливного насоса от кулачка, поворачивающегося с значительным отрицательным ускорением во время конца хода сближающихся поршней.

В СПДК в большей степени, чем у обычных двигателей внутреннего сгорания, наблюдается неодинаковость следующих один за другим рабочих циклов, объясняющаяся неодинаковостью газовой и гидродинамических условий: колебаниями давлений и температур газовых потоков, колебаниями топлива в системе топливоподдачи и вtrysкивания, изменениями скорости распространения пламени и др. Изменения этих условий прежде всего отражаются на величине фактической степени сжатия для каждого данного цикла, которая, в свою очередь, влияет на эффективные и экономические (по топливу) показатели цикла. Пределы колебаний давления сгорания и среднего индикаторного давления в цилиндре двигателя

Фиг. 62. Схематическая расчетная индикаторная диаграмма компрессорного цилиндра СПДК.

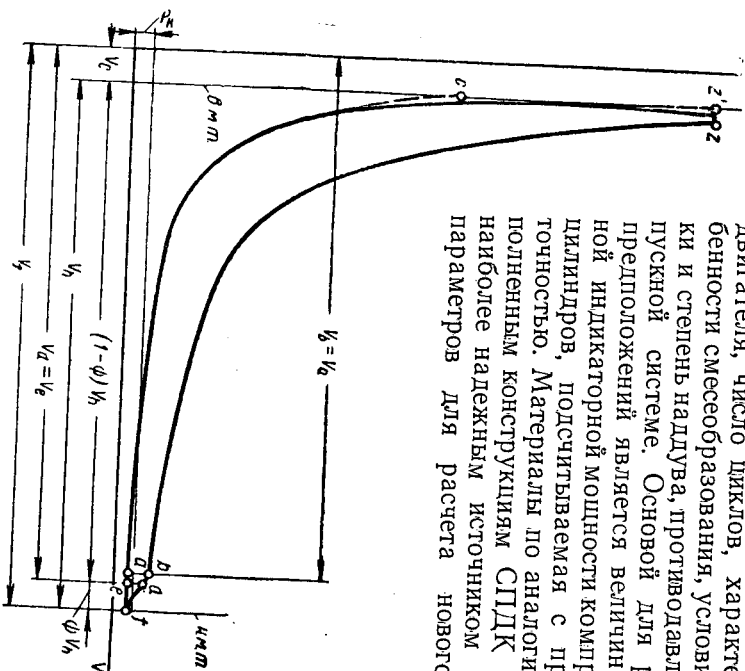


Для следующих один за другим рабочих циклов могут превышать 10—15%. Тепловым расчетом нельзя учесть этих колебаний, данные расчета следует рассматривать как усредненные для ряда смежных циклов, получающиеся при устойчивой работе СПДК.

Тепловой расчет двигателя излагается¹ в соответствии с классическим методом В. И. Гриневецкого, усовершенствованным Е. К. Мазингом, Н. Р. Брилигом, А. С. Орлиным и их учениками.

Выбор и расчет исходных параметров

При выборе исходных параметров для теплового расчета двигателя СПДК необходимо учитывать шутем предварительных приближенных подсчетов и расчетных предположений размеры цилиндра двигателя, число циклов, характер и особенность смеси образования, условия продувки и степень наддува, противодействие в выпускной системе. Основной для расчетных предположений является величина потребляемой индикаторной мощности компрессорных цилиндров, подсчитываемая с определенной точностью. Материалы по аналогичным выполненным конструкциям СПДК являются наиболее надежным источником исходных параметров для расчета нового СПДК



Фиг. 63. Схематическая расчетная диаграмма цилиндра двигателя СПДК.

Степень сжатия $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$ есть отношение объема цилиндра в начале сжатия к объему в конце сжатия (фиг. 63). Под V_a понимают объем цилиндра после закрытия выпускных окон. Вели-

¹ В основу положена последовательность изложения метода, принятая в книге «Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания» под редакцией А. С. Орлина, Машгиз, 1958 [27].

чина V_a для СПДК является строго определенной, не меняющейся в процессе работы.

В отличие от двигателей с шатунно-кривошипным механизмом, в СПДК объем V_c является величиной переменной, зависящей от нагрузки. Поэтому в процессе работы СПДК величина ϵ изменяется.

Для теплового расчета двигателя СПДК величину ϵ выбирают с таким расчетом, чтобы при минимальной нагрузке температура газов в цилиндре в конце сжатия T_c превышала температуру воспламенения топлива не менее чем на 200°. В практике двигателя строения известных тихоходных дизели ($\omega_{cr} < 6,5$ м/сек), имеющие $\epsilon = 13$, и дизели с небольшим наддувом, имеющие $\epsilon = 12$.

Верхним пределом для максимальной нагрузки СПДК следует считать $\epsilon = 18 \div 21$, однако принимать для теплового расчета эти величины, а тем более превышающие их, нецелесообразно, если это не диктуется особыми условиями. С увеличением степени сжатия увеличиваются давление конца сжатия и максимальное давление сгорания, что приводит к уменьшению эффективности СПДК, так как для обеспечения высокого сжатия газов в цилиндре двигателя требуется увеличенная работа воздуха в мертвых пространствах компрессорных цилиндров или в буферах. В результате приходится увеличивать относительные размеры мертвых пространств или буферов. Кроме этого, при большой величине степени сжатия необходимо утяжелять детали поршневых групп и цилиндра, а это снижает быстроходность и удельную производительность (м³/кг металла).

Наиболее приемлемыми для СПДК следует считать значения $\epsilon = 13 \div 15$, учитывая работу их с некоторым наддувом. Такие, относительно низкие значения ϵ в СПДК не ухудшают пусковые качества, так как для пуска можно обеспечить более высокое значение степени сжатия, выбирая соответствующую величину давления пускового воздуха.

Коэффициент α избытка воздуха для номинальной нагрузки принимают в пределах 1,6—2,2.

Давление и температуру окружающей среды обычно принимают: $p_0 = 760$ мм рт. ст.; $T_0 = 288^\circ$ абс.

В некоторых случаях заказчик проекта в техническом задании может задать другие условия окружающей среды, которые и должны быть положены в основу расчета СПДК.

Давление в начале сжатия p_a (давление газов в цилиндре двигателя после закрытия выпускных окон) выбирают с учетом среднего давления в ресивере продвинутого воздуха и противодавления в выпускной системе, ближе к последнему. Рекомендуется для расчета принимать $p_a = (0,9 \div 1,0) p_0$.

Давлением остальных газов задаются, по аналогии с выполненными конструкциями, в следующих пределах: $p'_1 = (0,8 \div 0,95) p_0$.

Температура продувочного воздуха перед входом в цилиндр двигателя

$$T_{\kappa} = (T_0 + \Delta T) \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{m_{n1}-1}{m_{n1}}}, \quad (71)$$

где ΔT — подогрев воздуха о стенки впускных трубопроводов перед входом в цилиндр продувочного насоса (обычно принимают $\Delta T = 5 \div 10^\circ$).

Значение показателя политропы сжатия воздуха в продувочном насосе принимают $m_{n1} = 1,2 \div 1,38$. Выбор величины m_{n1} в основном зависит от степени охлаждения стенок продувочного насоса. При интенсивном охлаждении выбирают меньшие величины m_{n1} .

Расход воздуха на продувку и зарядку цилиндра двигателя оценивается при помощи коэффициента избытка продувочного воздуха и коэффициента продувки.

Коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi = \frac{V_H}{V_H'}, \quad (72)$$

где V_H — объем воздуха, поданного за цикл через продувочные окна, приведенный к давлению p_{κ} и температуре T_{κ} , т. е.

$$V_H = V_0 \frac{p_0 T_{\kappa}}{p_{\kappa} T_0}.$$

Коэффициент продувки

$$\varphi_{\partial} = \frac{V_H}{V_{\partial}} = \frac{G_H}{G_{\partial}}, \quad (73)$$

где $G_H = \gamma_{\kappa} V_H$ — количество воздуха, поданного за цикл через продувочные окна в цилиндр двигателя в кг/цикл;

V_{∂} — объем воздуха, остающегося в цилиндре после закрытия продувочных и выпускных окон, приведенный к давлению p_{κ} и температуре T_{κ} , в м³/цикл;

$G_{\partial} = \gamma_{\kappa} V_{\partial}$ — вес воздуха, остающегося в цилиндре после закрытия продувочных и выпускных окон, в кг/цикл;

γ_{κ} — вес 1 м³ воздуха в ресивере перед входом в цилиндр двигателя.

Умножая числитель и знаменатель на V_H , получим

$$\varphi_{\partial} = \frac{V_H}{V_H'} \cdot \frac{V_H}{V_{\partial}},$$

но, так как $\frac{V_{\partial}}{V_H} = \eta_v$, то

$$\varphi_{\partial} = \frac{\varphi}{\eta_v}. \quad (74)$$

Суммарный коэффициент избытка воздуха $\alpha_{сум}$ есть отношение количества воздуха (в килограммах), поданного через продувочные окна в цилиндр двигателя к теоретически необходимому количеству (в килограммах) воздуха для сгорания топлива:

$$\alpha_{сум} = \frac{G_H}{G_0} = \alpha_{\partial}. \quad (75)$$

Необходимая производительность продувочного насоса подсчитывается по формуле

$$G_{\partial} = G_{\partial} \varphi_{\partial} L_0'. \quad (76)$$

Обычно в СПДК $\varphi = 1,15 \div 1,6$; $\varphi_{\partial} = 1,25 \div 1,9$.

Расчет рабочего цикла двигателя

Топливо, воздух и продукты сгорания. Для дизельного топлива с достаточной точностью, можно принять следующий весовой состав:

0,86% C; 0,13% H; 0,01% O.

Теплотворность дизельного топлива (нижнюю) можно подсчитать по формуле

$$Q_{\kappa} = 8100C + 24600H - 2600(O - S) - 600W \text{ ккал/кг}$$

для расчетов с достаточной степенью точности можно принимать $Q_{\kappa} = 10000 \text{ ккал/кг}$.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right] = 0,495 \text{ моль/кг};$$

в молях

в килограммах

$$L_0' = 28,96 L_0 = 14,3 \text{ кг воздуха/кг топлива},$$

где 28,96 — молекулярный вес воздуха; объемное количество при 15°С и 760 мм рт. ст., когда $\gamma_0 = 1,225 \text{ кг/м}^3$,

$$L_0'' = \frac{L_0'}{\gamma_0} = \frac{14,3}{1,225} = 11,7 \text{ м}^3 \text{ воздуха/кг топлива}.$$

Количество продуктов сгорания на 1 кг топлива в молях

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ моль/кг};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ моль/кг};$$

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 \text{ моль/кг;}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 \text{ моль/кг;}$$

$$M = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} =$$

$$= L_0 (\alpha - 0,21) + \frac{C}{12} + \frac{H}{2} \text{ моль/кг.}$$

Приращение количества молей при сгорании

$$\Delta M = M - \alpha L_0 = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \text{ моль/кг.}$$

Количество продуктов сгорания на 1 кг топлива в кг

$$M' = \alpha L_0' + 1 \text{ кг продуктов сгорания/кг топлива.}$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = \frac{M}{\alpha L_0} = 1 + \frac{\Delta M}{\alpha L_0}. \quad (77)$$

Коэффициент остаточных газов можно подсчитать по формуле

$$\gamma = \frac{T_k + \Delta' T}{T_r} \cdot \frac{p_r'}{p_a - p_r'}, \quad (78)$$

где $\Delta' T$ — подогрев продувочного воздуха от стенок цилиндра при поступлении в цилиндр двигателя, обычно принимают равным $5 \div 15^\circ$.

Величиной T_r задаются в пределах $650 \div 800^\circ \text{ абс.}$ Величиной γ можно задаваться в пределах $0,03 \div 0,07$.

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (79)$$

Температура заряда в начале сжатия, т. е. температура, которую заряд имеет в цилиндре двигателя после закрытия продувочных окон,

$$T_a = \frac{T_k + \Delta' T + \gamma T_r}{1 + \gamma} \text{ } ^\circ \text{ абс.} \quad (80)$$

Как видно, температура заряда в начале сжатия мало отличается от температуры продувочного воздуха T_r , так как температура остаточных газов T_r мало влияет на T_a , потому что входит в уравнение (80) умноженной на коэффициент γ , величина которого мала.

Нагрев заряда от соприкосновения со стенками цилиндра и днищем поршня не учитывается формулой (80), потому что он в значительной степени компенсируется охлаждением заряда, происходящим вследствие некоторого расширения продувочного воз-

духа во время истечения через продувочные окна в полость цилиндра.

Коэффициент наполнения подсчитывают по формуле

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma)}. \quad (81)$$

Иногда для расчета берут величину коэффициента наполнения, отнесенную ко всему ходу поршней,

$$\eta'_v = \eta_v (1 - \psi), \quad (82)$$

где ψ — потерянная доля хода поршней

$$\psi = \frac{V_f - V_a}{V_h}. \quad (83)$$

Для выполненных конструкций СПДК $\eta_v = 0,8 \div 0,95$.

Процесс сжатия сопровождается изменением давления и температуры заряда в цилиндре. В начальный период сжатия температура заряда ниже температуры поверхностей стенок цилиндра и днищ поршней, с которыми соприкасается заряд. Однако по мере повышения давления температура заряда поднимается и становится выше температуры указанных поверхностей.

Суммарный теплообмен между свежим зарядом и стенками цилиндра в процессе сжатия незначителен, причем он уменьшается по мере уменьшения времени цикла и отношения $\frac{S}{D_s}$.

Процесс сжатия свежего заряда в цилиндре двигателя характеризуется переменной величиной показателя политропы сжатия n , изменяющегося по всей линии сжатия. Это изменение происходит вследствие следующих основных причин: а) переменного теплообмена между зарядом и стенками цилиндра как по величине, так и по знаку; б) непрерывного уменьшения поверхности охлаждения цилиндра по мере приближения поршня к в. м. т.; в) утечек части заряда через неплотности кольцевого уплотнения поршней; г) испарения в цилиндре и испарения части топлива до окончания процесса сжатия.

С достаточной точностью для теплового расчета делают допущение, что процесс сжатия протекает по политропе со средним постоянным показателем n , величина которого обуславливает величину такой же работы сжатия по линии ac (фиг. 63), как и при переменном показателе.

Для СПДК можно принимать $n_1 = 1,37 \div 1,43$.

С увеличением цикличности показатель n_1 увеличивается вследствие уменьшения времени теплообмена заряда со стенками цилиндра.

Все мероприятия для снижения температуры стенок цилиндра и поршней (повышение циркуляции воды в системе охлаждения, принудительное охлаждение поршней и др.) уменьшают значение n_1 .

Высокие рекомендуемые значения n_1 для СПДК объясняются тем, что камера сжатия образуется нагретыми днищами двух поршней, температура поверхности которых в некоторых случаях достигает 650—700°C для стороны выпуска и 500—550°C для стороны продувки.

Давление внутри цилиндра в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (84)$$

Температура заряда в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (85)$$

Сгорание топлива при смешанном цикле протекает вначале при постоянном объеме и затем частично при постоянном давлении. Процесс сгорания характеризуется степенью повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \quad (86)$$

(в выполненных СПДК обычно $\lambda = 1,5 \div 3$) и степенью предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}; \quad (87)$$

обычно для СПДК принимают $\rho = 1,25 \div 1,45$.

Между собой эти параметры связаны следующим уравнением:

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (88)$$

Максимальную температуру процесса сгорания T_z при смешанном цикле можно определить из уравнения

$$\frac{\xi_z Q_H}{\mu(1+\gamma)\alpha L_0} + \frac{c'_v t_c + 1,985 t_c + 1,985 \cdot 273(\lambda - \mu)}{\mu} = c'_p t_z \quad (89)$$

или из уравнения

$$\frac{\xi_z Q_H}{\mu(1+\gamma)\alpha L_0} + \frac{c'_v t_c}{\mu} - 1,985 \cdot 273 \left(1 - \frac{1}{\rho}\right) = \left(c'_p - \frac{1,985}{\rho}\right) t_z, \quad (90)$$

где ξ_z — коэффициент использования тепла на линии сгорания до точки z (см. фиг. 63); для тихоходных двигателей $\xi_z = 0,75 \div 0,85$, для быстроходных двигателей $\xi_z = 0,65 \div 0,85$;

$c'_v = \frac{c_v + \gamma c_v}{1 + \gamma}$ — мольная теплоемкость смеси воздуха и остальных газов при постоянном объеме.

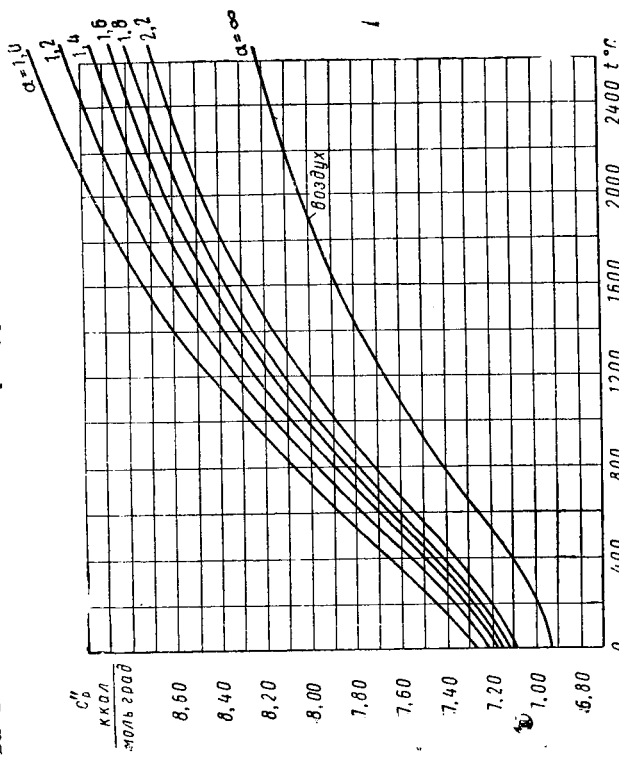
Известно, что $c_p - c_v = 1,985$, а также $c'_p - c'_v = 1,985$.

Если сгорание происходит при $V = \text{const}$, то $\rho = 1$ и уравнение сгорания примет следующий вид:

$$\frac{\xi_z Q_H}{\mu(1+\gamma)\alpha L_0} + \frac{c'_v t_c}{\mu} = c'_v t_z \quad (91)$$

На фиг. 64 приведены значения теплоемкости c'_p продуктов полного сгорания дизельного топлива в зависимости от температуры для различных значений α . Теплоемкости c_v подсчитывают, пользуясь приведенными соотношениями.

На фиг. 65 приведены значения энтальпии $i' = c'_p t$ и внутренней энергии $u' = c'_v t$ продуктов полного сгорания дизельного топлива в зависимости от температуры для различных значений α .



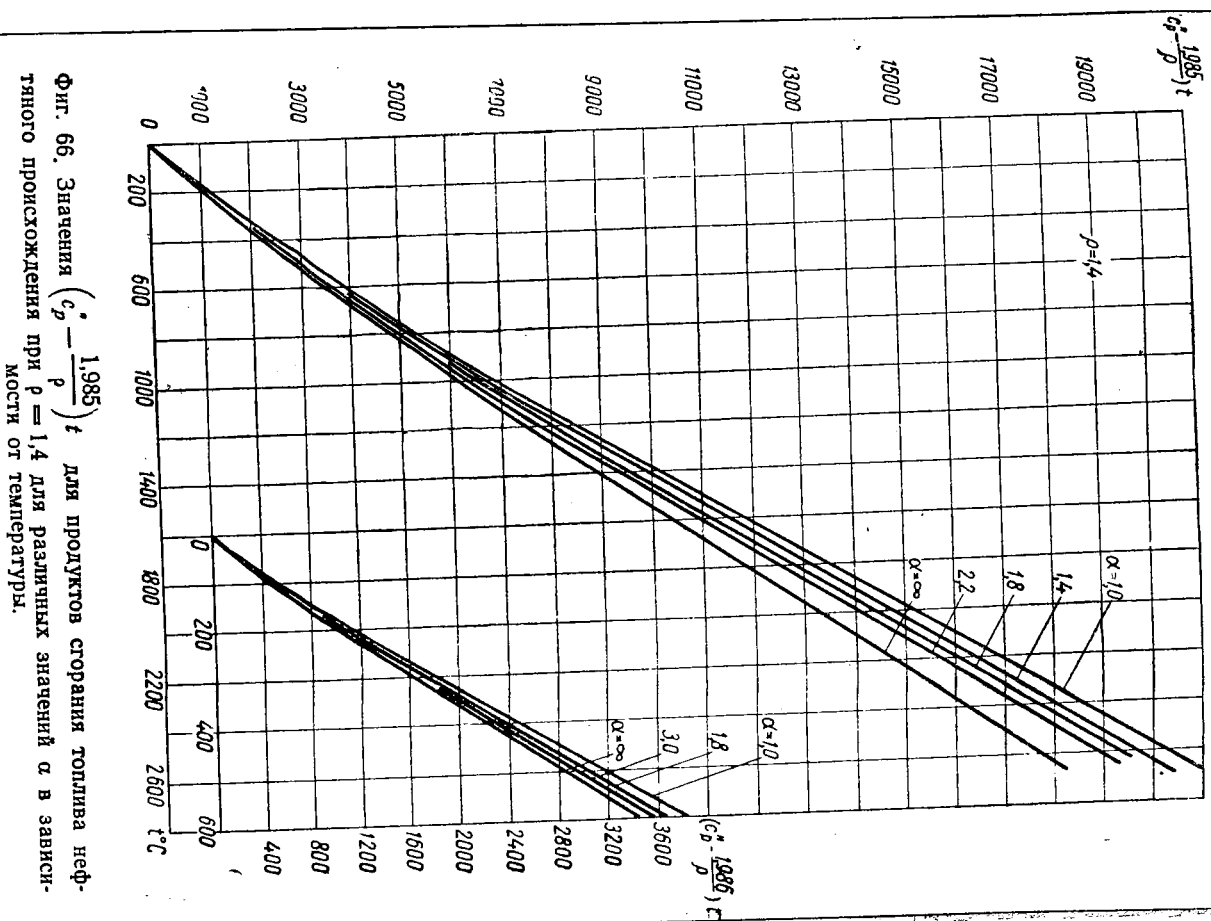
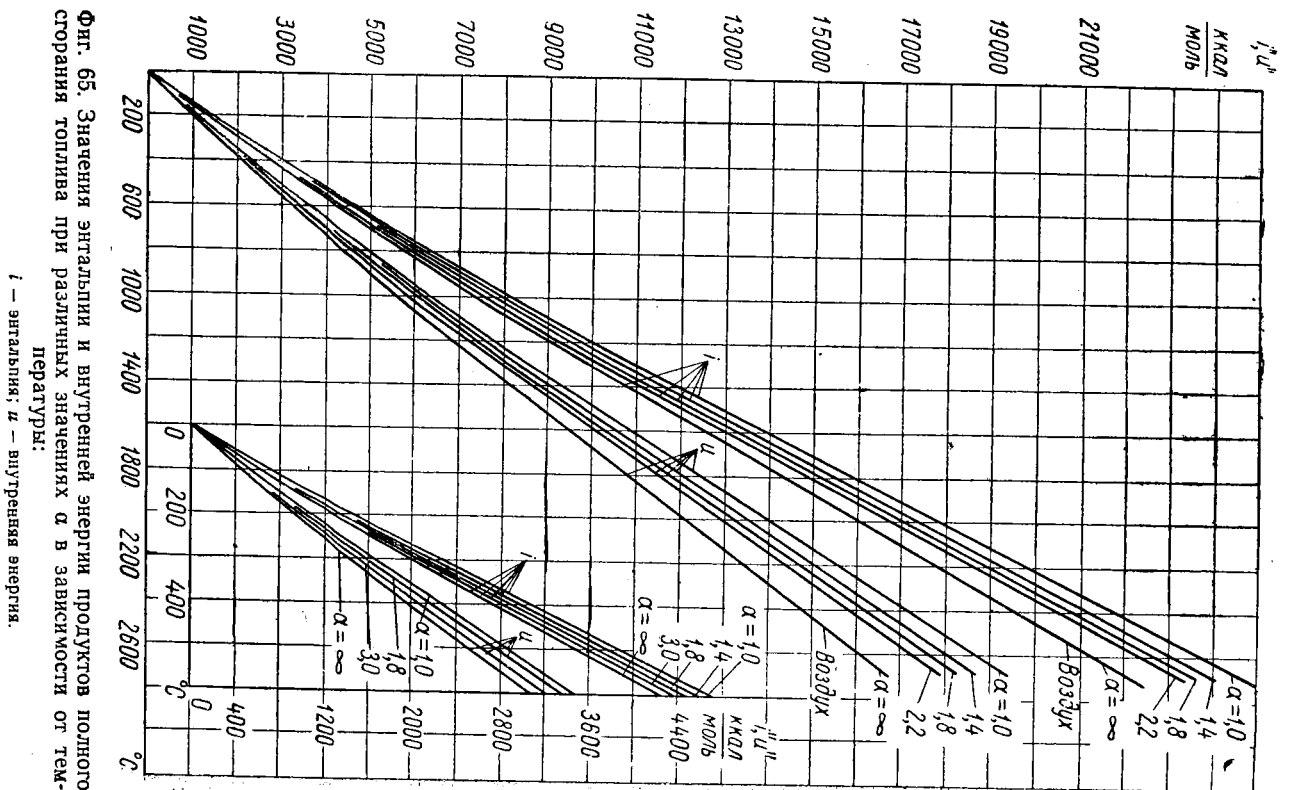
Фиг. 64. Значения средней теплоемкости c'_p продуктов полного сгорания топлива нефтяного происхождения и воздуха в зависимости от температуры при различных значениях α .

Уравнение (89) решают графоаналитическим способом. Подсчитывают значение левой части уравнения, представляющее собой энтальпию i' и на фиг. 65 находят соответствующее значение t_z .

Уравнение (90) решают методом графической интерполяции или методом подбора.

Задавшись величинами ξ_z и ρ , подставляют их в левую часть уравнения (90) и вычисляют ее значение. Затем, методом подбора последовательно задаются значениями t_z , находят на фиг. 64 соответствующие им значения c'_p и подставляют в правую часть уравнения (90) до тех пор, пока не будет получено равенство правой и левой частей. Величина t_z , при которой получено равенство, и будет искомой величиной максимальной температуры процесса сгорания.

На фиг. 66 приведена зависимость выражения $\left(c'_p - \frac{1,985}{\rho}\right) t$ от t для различных значений α при $\rho = 1,4$ (значение $\rho = 1,4$



соответствует хорошо протекающему процессу сгорания в двигателе). Этот график облегчает определение t_z методом подбора.

Уравнение (91) решают таким же способом, как уравнение (89), пользуясь фиг. 65 для определения $u'' = c_v'' t_z$.

Найдя из уравнения (90) или (91) величину t_z и подставив T_z , находят

$$\lambda = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}; \quad (92)$$

затем подсчитывают

$$p_z = \lambda p_c. \quad (93)$$

В некоторых случаях, при выполнении теплового расчета, задаются значением p_z , по аналогии с существующими, близкими по параметрам СПДК или двигателями внутреннего сгорания. При этом для определения T_z пользуются уравнением (89), для которого предварительно подсчитывают по формуле (86) значение λ . Затем подсчитывают величину

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (94)$$

и величину

$$V_z = \rho V_c. \quad (95)$$

Далее определяют степень последующего расширения

$$\delta = \frac{V_b}{V_{cp}} = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (96)$$

Затем, задавшись величиной коэффициента полноты индикаторной диаграммы $\varphi_n = 0,98 \div 1,0$, подсчитывают среднее теоретическое индикаторное давление нескругленной диаграммы, отнесенное к полезному ходу поршня по выбранному ранее p_{i0} :

$$p_{i0}'' = \frac{p_{i0}}{\varphi_n (1 - \psi)} \frac{\kappa g / c.m^2}{\rho},$$

$$p_{i0}'' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \frac{\kappa g / c.m^2}{\rho}. \quad (96)$$

Найденное значение n_2 политропы расширения полностью соответствует заданным и найденным в расчете параметрам рабочего процесса.

Обычно для СПДК значение показателя политропы расширения $n_2 = 1,2 \div 1,3$.

Бóльшие величины n_2 соответствуют бóльшим значениям коэффициента использования тепла ξ_z и интенсивному охлаждению двигателя. По мере повышения давления наддува n_2 уменьшается.

Процесс расширения. Давление и температуру в конце процесса расширения, т. е. в момент начала открытия выпускных окон подсчитывают по формулам

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (97)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}. \quad (98)$$

Оценочные показатели рабочего процесса двигателя определяют на основании данных теплового расчета.

Индикаторным к.п.д. двигателя называют отношение количества тепла AL_i , преобразованного в работу в цилиндре двигателя ко всему количеству тепла, затраченному на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q} = \frac{632}{g_i Q_H}.$$

Для двухтактного двигателя СПДК η_i можно выразить через основные параметры рабочего процесса:

$$\eta_i = 1,985 \frac{\alpha L_0 p_i T_{\kappa}}{Q_H \eta_p p_{\kappa}}. \quad (99)$$

Для двухтактных двигателей по опытным данным $\eta_i = 0,35 \div 0,45$.

У дизель-компрессоров значение η_i достигает величин: для ДК-2 0,41; для 2СК 180/385-9 0,46.

По мере увеличения степени сжатия значение η_i увеличивается примерно по такому же закону как и η_c в идеальном цикле в функции ε .

С увеличением α от 1,3 до 3,0 значение η_i увеличивается интенсивно. Дальнейшее увеличение α оказывает меньшее влияние на повышение η_i . Увеличение η_i по мере увеличения α объясняется улучшением условий смешения и образования значительному избытку воздуха для сгорания.

По мере приближения α к величине 1,1 (перегрузочный режим) наступает резкое уменьшение η_i вследствие недостатка воздуха и ухудшения процесса сгорания.

Чем меньше отношение охлаждающей поверхности камеры сгорания к ее объему, тем больше значение η_i (этим, в частности, объясняется высокая топливная экономичность СПДК).

Расход топлива на индикаторную л. с.

$$g_i = \frac{632}{Q_H \eta_i} \frac{\kappa g / л. с.}{\eta_i}. \quad (100)$$

Часовой расход топлива

$$G_T = g_i N_i \frac{\kappa g / час.}{\eta_i}.$$

Для оценки эффективности СПДК и сравнения их между собой применяется условный механический к. п. д. $\eta_{\text{м}}$, который учитывает затраты индикаторной мощности, получаемой в цилиндре двигателя, на преодоление всех сопротивлений сил трения в СПДК, на привод обслуживающих и вспомогательных механизмов СПДК и на продувочный насос.

Сравнение механического к. п. д. двигателя СПДК с механическим к. п. д. двухтактного, а тем более четырехтактного двигателя внутреннего сгорания не дает возможности произвести полную и справедливую оценку машин, так как первый учитывает затраты мощности на продувочный насос и на трение поршневых групп компрессорных цилиндров. Это следует иметь в виду и при рассмотрении других оценочных показателей СПДК, выражаемых через $\eta_{\text{м}}$.

Эффективный к. п. д. двигателя СПДК

$$\eta_e = \eta_{\text{м}} \eta_i. \quad (101)$$

Условная эффективная мощность СПДК численно равна мощности, необходимой для совершения индикаторной работы, затрачиваемой на всасывание и сжатие воздуха в компрессорных цилиндрах:

$$N_e = N_{\text{ик}} = N_i \eta_{\text{м}}. \quad (102)$$

Удельный расход топлива на эффективную л. с.

$$g_e = \frac{632}{Q_H \eta_e}. \quad (103)$$

Удельный расход топлива на 1 $\text{н.м}^3/\text{мин}$ производительности СПДК

$$g_{\kappa} = \frac{G_T}{V_{\kappa} \cdot 60} \text{ кг/н.м}^3. \quad (103)$$

Механическая и тепловая напряженность двигателя СПДК оценивается по величине литровой индикаторной мощности:

$$N_{\lambda} = \frac{N_i}{1000 V_{\lambda}} \text{ л.с./л.} \quad (104)$$

На основании данных теплового расчета строят индикаторную диаграмму двигателя по точкам p_a, p_c, p_z, p_z', p_b и соответствующим им объемам.

По оси ординат диаграммы откладывают величины давления в цилиндре двигателя. По оси абсцисс от начала координат откладывают в масштабе линейную величину камеры сгорания.

$$S_e = \frac{10^6 V_c}{F_d},$$

где F_d — площадь поршня двигателя в см^2 ,
и проводят вертикаль, соответствующую в. м. т., от которой

откладывают удвоенную величину полного хода поршня и снова откладывают вертикальную отметку в. м. т. От этой отметки в обратном направлении откладывают двойное расстояние от в. м. т. до крестовую сторону откладывают двойное расстояние от в. м. т. до крестовых точек окон — соответственно началу их открытия.

Промежуточные координаты полнотры сжатия между известными точками с и а подсчитывают, составляя таблицу. Так же подсчитывают координаты полнотры расширения между точками z и b.

Затем планиметрированием определяют площади (в квадратных миллиметрах) индикаторной диаграммы:

$f_{\text{сж}}$ — под полнотрой сжатия ac;

$f_{\text{пр}}$ — под линией продувки af;

$f_{\text{расш}}$ — под линией расширения z'b.

Площадь диаграммы, соответствующая полезной работе двигателя,

$$f_{\text{л}} = f_{\text{расш}} - (f_{\text{сж}} + f_{\text{пр}}).$$

Среднее индикаторное давление, соответствующее полезному ходу поршней,

$$p'_{\text{л}} = \frac{f_{\text{л}}}{S} M_p M_s \cdot 10^3,$$

где M_p — масштаб шкалы давления диаграммы в $\text{кг/см}^2 \cdot \text{мм}$;
 M_s — масштаб шкалы хода поршня в мм/мм .

Масштаб площади индикаторной диаграммы

$$M_d = M_p M_s F_d \text{ кг.м/н.м}^2.$$

Работа

$$L_{\text{л}} = f_{\text{л}} M_d$$

и

$$L'_{\text{л}} = f_{\text{сж}} M_d \text{ кг.м.}$$

Индикаторная мощность двигателя

$$N_{\text{л}} = \frac{L_{\text{л}}}{4500} \text{ л. с.} \quad (105)$$

или

$$N_{\text{л}} = \frac{p'_{\text{л}} V_{\text{л}}}{0,45} \text{ л. с.} \quad (106)$$

Индикаторную мощность, подсчитанную по диаграмме, сопоставляют с величиной требуемой мощности, подсчитанной при определении основных размеров СПДК.

Затем сопоставляют величину работы $L'_{\text{л}}$ подсчитанную по диаграмме с работой, вычисленной при определении основных размеров СПДК.

§ 11. ПРИМЕР РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Расчет рабочего процесса компрессора

В § 8 были определены основные размеры дизель-компрессора. Полностью оказалось необходимым подсчитать и некоторые параметры рабочего процесса компрессора $p_{1к} = 0,92 \text{ атм}$; $p_{2к} = 8,22 \text{ атм}$; $T_{1к} = 320^\circ \text{ абс}$; $\tau_k = 8,94$; $\epsilon_k = 0,153$.

Находим температуру воздуха в конце сжатия:

$$T_{2к} = T_{1к} \tau_k = 320 \cdot 8,94 = 2870,8^\circ \text{ абс};$$

$$\tau_{2к} = 495 - 273 = 222^\circ \text{С}.$$

Линейный размер мертвого пространства (приведенный к ходу поршня) на индикаторной диаграмме

$$S_{мк} = S_h \epsilon_k = 90 \cdot 0,153 \approx 14 \text{ мм}.$$

Линейный размер, соответствующий полному объему цилиндра компрессора на индикаторной диаграмме,

$$S_1 = S_h + S_{мк} = 90 + 14 = 104 \text{ мм}.$$

При расчете координат политропы сжатия составляем табл. 10.

Таблица 10
Расчет координат политропы сжатия

$p \text{ в атм}$	$\frac{p_{1к}}{p} = \frac{0,92}{p}$	$\lg \tau_1$	$\frac{\lg \tau_1}{m_{1к}} = 0,8 \lg \tau_1$	$\frac{1}{\tau_{1к}} = \frac{0,8}{\tau_1}$	$S_p - S_{1к} = 0,8 - 104 \frac{0,8}{\tau_1}$
0,92	1	0	0	1	104
1,5	0,614	1,788	1,830	0,676	70,3
2,0	0,460	1,663	1,730	0,538	56,0
3,0	0,307	1,487	1,590	0,390	40,5
4,0	0,230	1,362	1,490	0,310	32,2
5,0	0,184	1,265	1,412	0,258	26,8
6,0	0,154	1,186	1,350	0,224	23,3
7,0	0,1315	1,119	1,295	0,197	20,5
8,22	0,112	1,049	1,239	0,1735	18

При расчете координат политропы расширения составляем табл. 11.

По данным табл. 10 и 11 построена индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре компрессора (фиг. 67).

Планиметрированием и подсчетами находим величины площадей:

$$f_{сж} + f_{нагн} = 2400 \text{ мм}^2 \text{ (под линиями } 1-2-2')$$

$$f_{расш} + f_{вс} = 1850 \text{ мм}^2 \text{ (под линиями } 2'-1'-1);$$

$$f_{1к} = f_{сж} + f_{нагн} - (f_{расш} + f_{вс}) = 2400 - 1850 = 550 \text{ мм}^2.$$

Расчет координат политропы расширения

$p \text{ в атм}$	$\frac{p_{2к}}{p} = \frac{8,22}{p}$	$\lg \tau_2$	$\frac{\tau_2}{m_{2к}} = 0,814 \tau_2$	$\frac{1}{\tau_{2к}} = \frac{0,814}{\tau_2}$	$S_p - S_{2к} = 0,814 - 14 \frac{0,814}{\tau_2}$
0,92	8,94	0,951	0,776	5,97	83,5
1,5	5,48	0,739	0,600	3,98	55,6
2,0	4,11	0,614	0,499	3,16	44,1
3,0	2,74	0,438	0,356	2,27	31,8
4,0	2,06	0,313	0,255	1,80	25,2
5,0	1,645	0,216	0,176	1,50	21,0
6,0	1,370	0,136	0,111	1,29	18,1
7,0	1,175	0,070	0,057	1,14	16,0
8,22	1	0	0	1	14,0

Масштаб площади индикаторной диаграммы

$$M_{\partial к} = M_p M_S F = 10^{-3} \times$$

$$\times \frac{\pi \cdot 2352}{4 \cdot 10^2} = 10^{-4} 434 \text{ кгм/мм}^2,$$

где $M_p = 0,1 \text{ кг/см}^2 \text{ мм}$ и $M_S = 10^{-3} \text{ м/мм}$.

Подсчитываем величины работ и индикаторной мощности:

$$L_{1к} = f_{1к} M_{\partial к} =$$

$$= 550 \cdot 434 \cdot 10^{-4} = 23,8 \text{ кгм}.$$

$$2N_{1к} = \frac{2L_{1к} n}{4500} =$$

$$= \frac{2 \cdot 23,8 \cdot 2000}{4500} = 21,2 \text{ л. с.}$$

При определении основных размеров было подсчитано $2N_{1к} = 19 \text{ л. с.}$

$$L'_{1к} = (f_{расш} + f_{вс}) M_{\partial к} = 1850 \cdot 434 \cdot 10^{-4} = 80,2 \text{ кгм};$$

при определении основных размеров было найдено $L_{1к} = 80 \text{ кгм}$;

$$L''_{1к} = (f_{сж} + f_{нагн}) M_{\partial к} = 2400 \cdot 434 \cdot 10^{-4} = 104 \text{ кгм}.$$

Расчет рабочего процесса продувочного насоса. При определении основных размеров дизель-компрессора было подсчитано: $p_{1н} = 0,92 \text{ атм}$; $T_{1н} = 308^\circ \text{ абс}$; $\epsilon_n = 1,20$; $p_{2н} = 1,6 \text{ атм}$; $\tau_n = 1,74$.

Находим температуру продувочного воздуха в конце сжатия в цилиндре продувочного насоса:

$$\frac{m_{1н} - 1}{m_{1н}} = \frac{1,38 - 1}{1,38}$$

$$T_{2н} = T_{1н} \tau = 308 \cdot 1,74 = 360^\circ \text{ абс};$$

$$t_{2н} = 360 - 273 = 87^\circ \text{С}.$$

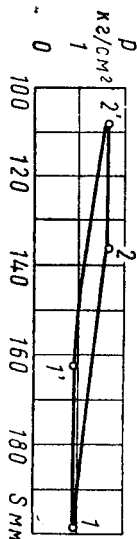
Линейный размер мертвого пространства (приведенный к ходу поршня) для индикаторной диаграммы

$$S_{мн} = S_{н\epsilon n} = 90 \cdot 1,20 = 108 \text{ мм.}$$

Линейный размер, соответствующий полному объему цилиндра продувочного насоса на индикаторной диаграмме,

$$S_{ин} = S_{нн} + S_{мн} = 90 + 108 = 198 \text{ мм.}$$

При расчете координаты политропы сжатия составляем табл. 12. При расчете координат политропы расширения составляем табл. 13. По данным табл. 12 и 13 построена индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре продувочного насоса (фиг. 68).



Фиг. 68. Индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре продувочного насоса.

Планиметрированием и подсчетами находим величины площадей:

$$f_{сж} + f_{нагн} = 1090 \text{ мм}^2 \text{ (под линиями 1-2-2')};$$

$$f_{расш} + f_{вс} = 984 \text{ мм}^2 \text{ (под линиями 2'-1'-1)};$$

$$f_{ин} = f_{сж} + f_{нагн} - (f_{расш} + f_{вс}) = 1090 - 984 = 106 \text{ мм}^2.$$

Масштаб площади индикаторной диаграммы

$$M_{ин} = M_p M_S F_n = 10^{-1} 10^{-3} \frac{\pi (23,52 - 9,09)}{4 \cdot 102} \approx \approx 10^{-4} \cdot 370 \text{ кг/см}^2 \text{ мм}^2,$$

где $M_p = 0,1 \text{ кг/см}^2 \text{ мм}$ и $M_S = 10^{-3} \text{ м/мм}$.

Расчет координат политропы сжатия Т а б л и ц а 12

p в атм	$\frac{p_{1n}}{p} = \frac{0,92}{p} = \tau_1$	$\lg \tau_1$	$\frac{\lg \tau_1}{m_{1n}} = \frac{0,725 \lg \tau_1}{1}$	$\frac{1}{\tau_1^{m_{1n}}} = \frac{1}{\tau_1^{0,725}}$	$S_p = S_{1n} \tau_1^{0,725} = 198 \tau_1^{0,725}$
0,92	1	0	0	1	198
1	0,920	$\overline{1,964}$	$\overline{1,973}$	0,940	186
1,2	0,767	$\overline{1,884}$	$\overline{1,915}$	0,825	164
1,4	0,657	$\overline{1,817}$	$\overline{1,867}$	0,736	146
1,6	0,575	$\overline{1,759}$	$\overline{1,825}$	0,670	133

Величины работ и индикаторной мощности

$$L_{ин} = f_{ин} M_{ин} = 106 \cdot 370 \cdot 10^{-4} = 3,92 \text{ кгм};$$

$$L'_{ин} = (f_{сж} + f_{нагн}) M_{ин} = 1090 \cdot 370 \cdot 10^{-4} = 40,4 \text{ кгм}.$$

Расчет координат политропы расширения Т а б л и ц а 13

p в атм	$\frac{p_{2n}}{p} = \frac{1,6}{p} = \tau_2$	$\lg \tau_2$	$\frac{\lg \tau_2}{m_{2n}} = \frac{0,77 \lg \tau_2}{1}$	$\frac{1}{\tau_2^{m_{2n}}} = \frac{1}{\tau_2^{0,77}}$	$S_p = S_{2n} \tau_2^{0,77} = 166 \tau_2^{0,77}$
0,92	1,74	0,240	0,185	1,540	166
1,0	1,60	0,204	0,157	1,435	155
1,2	1,33	0,124	0,0955	1,246	134,5
1,4	1,14	0,057	0,0439	1,110	120
1,6	1	0	0	1	108

При определении основных размеров было подсчитано:

$$L'_{ин} = 43 \text{ кгм};$$

$$L'_{ин} = (f_{расш} + f_{вс}) M_{ин} = 984 \cdot 370 \cdot 10^{-4} = 36,4 \text{ кгм};$$

$$N'_{ин} = \frac{L'_{ин} n}{4500} = \frac{3,92 \cdot 2000}{4500} = 1,74 \text{ л. с.};$$

$$2N'_{ин} = 3,48 \text{ л. с.}$$

При определении основных размеров было принято

$$2N'_{ин} = 0,1 N_{до} = 0,1 \cdot 32 = 3,2 \text{ л. с.}$$

Расчет рабочего процесса двигателя. В § 8 найдена требуемая индикаторная мощность двигателя $N_i = 32 \text{ л. с.}$ Для расчета рабочего процесса дополнительно к данным § 8 принимаем температуру остаточных газов $T_r = 800^\circ \text{ абс.}$ и давление остаточных газов $p_r' = 1,5 \text{ атм.}$ Затем на основании зависимостей, описанных в § 10, подсчитываем:

теоретически необходимое количество воздуха в молях для сгорания 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right] =$$

$$= \frac{1}{0,21} \left[\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} + \frac{0,01}{32} \right] = 0,495 \text{ моль/кг};$$

весовое количество воздуха

$$L'_0 = 28,96 L_0 = 28,96 \cdot 0,495 = 14,3 \text{ кг воздуха/кг топлива};$$

объемное количество воздуха при 15° С , 760 мм рт. ст. и $T_0 = 1,225 \text{ кг/м}^3$

$$L''_0 = \frac{L'_0}{T_0} = \frac{14,3}{1,225} = 11,7 \text{ м}^3 \text{ воздуха/кг топлива};$$

количество продуктов сгорания в молях на 1 кг топлива по составляющим частям

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \cdot \frac{0,86}{2} = 0,0716 \text{ моль/кг};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \cdot \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ моль/кг};$$

$$M_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 = 0,21 (2 - 1) 0,495 = 0,108 \text{ моль/кг};$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha L_0 = 0,79 \cdot 2 \cdot 0,495 = 0,784 \text{ моль/кг};$$

в сумме

$$M = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0,0716 + 0,065 + 0,108 + 0,784 = 1,0286 \text{ моль прод./кг топлива};$$

приращение количества молей при сгорании

$$\Delta M = M - aL_0 = 1,0286 - 2 \cdot 0,495 = 0,0386 \text{ моль прод./кг топлива};$$

количество продуктов сгорания в кг на кг топлива.

$$M' = aL_0' + 1 = 2 \cdot 14,3 + 1 = 29,6 \text{ кг прод. сгор./кг топлива};$$

Теоретический коэффициент молекулярного изменения

$$\mu_0 = 1 + \frac{\Delta M}{aL_0} = 1 + \frac{0,0386}{2 \cdot 0,495} \approx 1,039.$$

Для подсчета величины коэффициента остаточных газов задаемся подогревом продувочного воздуха от стенок цилиндра при поступлении его в цилиндр двигателя $\Delta T = 10^\circ$ и считаем, что

$$T_k = T_{\text{пл}} = 360^\circ \text{ абс. (см. стр. 143)};$$

тогда

$$\gamma = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r'}{\epsilon p_a - p_r} = \frac{360 + 10}{800} \cdot \frac{1,5}{13 \cdot 1,43 - 1,5} \approx 0,038$$

величина $p_a = 1,43$ подсчитана в § 8).

Действительный коэффициент молекулярного изменения

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,039 + 0,038}{1 + 0,038} \approx 1,04.$$

Температура заряда в начале сжатия

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{360 + 10 + 0,038 \cdot 800}{1 + 0,038} = 384^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma)} = \frac{13}{13 - 1} \cdot \frac{1,43}{1,5} \cdot \frac{360}{384(1 + 0,038)} = 0,935.$$

Коэффициент наполнения, отнесенный ко всему ходу поршней,

$$\eta_v' = \eta_v(1 - \psi) = 0,935(1 - 0,26) = 0,792.$$

Давление в конце сжатия

$$p_c = p_a \epsilon^{\eta_1} = 1,43 \cdot 13^{1,43} = 55,6 \text{ атм.}$$

Температура заряда в конце сжатия

$$T_c = T_a \epsilon^{\eta_1 - 1} = 384 \cdot 13^{1,43 - 1} = 1160^\circ \text{ абс.};$$

$$t_c = 1160 - 273 = 887^\circ \text{ С.}$$

Предполагаем, что процесс сгорания в данном двигателе протекает с подводом тепла при $V = \text{const}$ и при $p = \text{const}$. В этом случае для определения температуры газов в конце сгорания воспользуемся уравнением сгорания (89):

$$\frac{\epsilon_z Q_H}{\epsilon_z' t_c + 1,985 M_c + 1,985 M_c + 1,985 \cdot 273 (\lambda - \mu)} = \frac{\mu}{c_p' t_z'} = c_p' t_z'.$$

Для данного случая принимаем $\epsilon_z = 0,85$, по фиг. 64 для $t_c = 887^\circ \text{ С}$ находим для воздуха значение $c_p' = 7,47 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град}$ и подсчитываем $c_p' = c_p - 1,985 = 7,47 - 1,985 \approx 5,49 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град}$.

На фиг. 64 находим для остаточных газов при $t_c = 887^\circ \text{ С}$ и при $\alpha = 2$

$$c_p' = 7,82 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град и подсчитываем}$$

$$c_p' = c_p'' - 1,985 = 7,82 - 1,985 \approx 5,835 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град},$$

откуда

$$c_p' = \frac{c_p'' + \gamma c_p''}{1 + \gamma} = \frac{5,49 + 0,038 \cdot 5,835}{1 + 0,038} \approx 5,5 \text{ ккал/моль} \cdot \text{град}.$$

На основании опытных данных принимаем максимальное давление сгорания $p_z = 85 \text{ кг/см}^2$, тогда степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{85}{55,6} = 1,53.$$

Подставив принятые и подсчитанные числовые значения в уравнение сгорания (89)

$$+ \frac{0,85 \cdot 10\,000}{1,04(1 + 0,038)2 \cdot 0,495} + \frac{5,5 \cdot 887 + 1,985 \cdot 1,53 \cdot 887 + 1,985 \cdot 273(1,53 - 1,04)}{1,04} = c_p' t_z',$$

находим

$$t_z' = c_p' t_z = 15\,835.$$

На фиг. 65 для $\alpha = 2$ находим значение $t_z = 1875^\circ \text{ С}$, следовательно,

$$T_z = 1875 + 273 = 2148^\circ \text{ абс.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,04}{1,53} \cdot \frac{2148}{1160} = 1,26.$$

Объем описываемый поршнями двигателя при движении их от в. м. т. до внутренней кромки выпускных окон (начало выпуска газов из цилиндра)

$$V_b' = (1 - \psi)V_h = (1 - 0,26) \cdot 1144 \cdot 10^{-6} = 845 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Объем камеры сгорания

$$V_c = \frac{V_b'}{\epsilon - 1} = \frac{845 \cdot 10^{-6}}{13 - 1} = 70,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Расстояние между поршнями при положении их в в. м. т.

$$2S_c = \frac{4V_c}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 70,5 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{-9}}{3,14 \cdot 90^2} = 1,11 \cdot 10^{-2} \text{ м} \approx 11 \text{ мм.}$$

Расстояние от оси форсунки до дна поршня

$$S_c = \frac{11}{2} \approx 5,5 \text{ мм.}$$

Полный объем цилиндра в момент начала открытия выпускных окон

$$V_b = V_b' + V_c = 10^{-6}(845 + 70,5) = 10^{-6} \cdot 915,5 \text{ м}^3.$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \frac{V_b}{V_c} = \frac{915,5}{70,5 \cdot 1,26} = 10,3.$$

Объем цилиндра по окончании предварительного расширения

$$V_2 = p V_c = 1,26 \cdot 10^{-6} \cdot 70,5 = 10^{-6} \cdot 88,8 \text{ м}^3.$$

Среднее индикаторное давление нескрученной диаграммы при коэффициенте плотности диаграммы $\varphi_n = 0,98$, отнесенное к полезному ходу поршня,

$$p_i = \frac{p_i}{\varphi_n(1-\psi)} = \frac{p_i}{0,98 \cdot (1-0,26)} = 9,65 \text{ кг/см}^2.$$

Значение p_2 находят методом подбора из формулы

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(p - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{p^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

подставив известные величины, получим

$$9,65 = \frac{55,6}{13-1} \left[1,53(1,26-1) + \frac{1,53 \cdot 1,26}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{10,3^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{1,43-1} \left(1 - \frac{1}{13^{1,43-1}} \right) \right].$$

Откуда $n_2 = 1,3$; это значение соответствует заданным и найденным в расчете параметрам рабочего процесса. Правая часть уравнения равна 9,64 кг/см², что достаточно точно совпадает с требуемой величиной 9,65 кг/см².

Относительно высокое значение p_2 указывает на возможное тепловое перенапряжение поршней, поршневых колец и гильзы цилиндра, часто наблюдающееся в двигателях с противоложным движущимися поршнями.

Давление в цилиндре двигателя в момент начала открытия выпускных окон

$$p_b = \frac{p_z}{p^{n_2}} = \frac{85}{10,3^{1,3}} = 4,07 \text{ атм.}$$

Температура газов в момент начала открытия выпускных окон

$$T_b = \frac{T_z}{p^{n_2-1}} = \frac{2148}{10,3^{1,3-1}} = 1165^\circ \text{ абс.}$$

$$t_b = 1165 - 273 = 892^\circ \text{ С.}$$

Индикаторный к. п. д. двигателя

$$\eta_i = 1,986 \frac{\alpha L_o T_k p_i}{\eta_b p_k Q_k} = 1,986 \frac{2,0 \cdot 0,495 \cdot 360 \cdot 7}{0,792 \cdot 1,5 \cdot 10000} = 0,416.$$

Удельный расход топлива на индикаторную л. с. ч.

$$g_i = \frac{632}{\eta_i Q_k} = \frac{632}{0,416 \cdot 10000} = 0,152 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Часовой расход топлива

$$G_i = g_i N_i = 0,152 \cdot 32 = 4,86 \text{ кг/час.}$$

Эффективный к. п. д. двигателя

$$\eta_e = \eta_i \eta_k = 0,416 \cdot 0,6 \approx 0,25.$$

Условная эффективная мощность

$$N_e = N_{i,k} = N_{i,k} = 32 \cdot 0,6 = 19,2 \text{ л. с.}$$

Удельный расход топлива на эффективную л. с. ч.

$$g_e = \frac{632}{Q \eta_e} = \frac{632}{10000 \cdot 0,25} = 0,252 \text{ кг/л. с. ч.}$$

Удельный расход топлива на 1 км³/мин производительности

$$g_k = \frac{G_i}{V_k 60} = \frac{4,86}{3 \cdot 60} = 0,0027 \text{ кг/л. км}^3.$$

Литровая индикаторная мощность

$$N_{i,k} = \frac{N_i}{1000 V_k} = \frac{32}{1,144} = 28 \text{ л. с./л.}$$

Для построения индикаторной диаграммы двигателя необходимо подсчитать значения промежуточных точек политроп сжатия и расширения. При подсчете составляем табл. 14 и 15.

Расчет координат политропы сжатия

Таблица 14

Текущее значение расстояния между поршнями 2S мм	$\frac{S_e}{2S} = \frac{144}{2S} A_1$	$\lg A_1$	$n_1 \lg A_1 = 1,43 \lg A_1$	$A_1^{n_1} = A_1^{1,43}$	$p_s - p_a A_1^{n_1} = -1,43 A_1^{1,43}$
11,1	13	1,113	1,592	39,0	55,6
15	9,6	0,982	1,405	25,4	36,4
20	7,2	0,857	1,225	16,8	24,0
28	5,15	0,711	1,017	10,5	15,0
40	3,6	0,556	0,795	6,25	8,95
60	2,4	0,380	0,644	4,40	6,30
80	1,8	0,255	0,364	2,32	3,32
100	1,44	0,158	0,226	1,68	2,40
120	1,2	0,079	0,113	1,30	1,86
144	1	0	0	1	1,43

Расчет координат политропы расширения

Таблица 15

Текущее значение расстояния между поршнями 2S мм	$\frac{S_b}{2S} = \frac{144}{2S} A_2$	$\lg A_2$	$n_2 \lg A_2 = 1,31 \lg A_2$	$A_2^{n_2} = A_2^{1,3}$	$p_s - p_a A_2^{n_2} = -4,07 A_2^{1,3}$
14	10,3	1,012	1,316	20,7	85
15	9,6	0,982	1,275	18,9	72
20	7,2	0,857	1,115	13,0	53
28	5,15	0,711	0,925	8,42	34,3
40	3,6	0,556	0,723	5,30	22,6
60	2,4	0,380	0,494	3,12	12,7
80	1,8	0,255	0,331	2,14	8,7
100	1,44	0,158	0,205	1,60	6,53
120	1,2	0,079	0,103	1,27	5,16
144	1	0	0	1	4,07

По данным табл. 14 и 15 построена индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре двигателя (фиг. 69).

Планиметрированием и подсчетом находим величины площадей:

$$f_{сж} + f_{пр} = 2116 \text{ мм}^2 \text{ (под линиями } f - a - c - z'); \\ f_{расш} = 4850 \text{ мм}^2 \text{ (под линиями } z' - z - b - f);$$

$$f_{i\partial} = 4850 - 2116 \approx 2700 \text{ мм}^2.$$

Масштаб шкалы давлений индикаторной диаграммы $M_p = 0,5 \text{ кг/см}^2 \text{ мм}$.
Масштаб шкалы хода поршня индикаторной диаграммы $M_S = 10^{-3} \text{ м/мм}$.
Масштаб площади индикаторной диаграммы

$$M_\partial = M_p M_S f_\partial = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 63,6 = 10^{-4} \cdot 318 \text{ кгм/мм}^2.$$

Величины работ и индикаторной мощности

$$L_{i\partial} = f_{i\partial} M_\partial \varphi_n = 2700 \cdot 10^{-4} \cdot 318 \cdot 0,98 = 84 \text{ кгм};$$

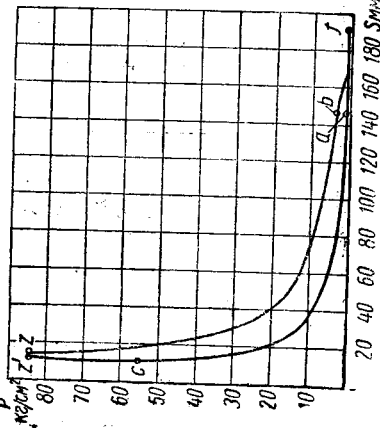
$$N_{i\partial} = \frac{L_{i\partial} n}{4500} = \frac{84 \cdot 2000}{4500} = 37 \text{ л. с.};$$

$$P_{i\partial} = \frac{f_{i\partial} \varphi_n M_p}{2S} = \frac{2700 \cdot 0,98 \cdot 0,5}{2 \cdot 90} = 7,3 \text{ кг/см}^2;$$

$$L'_{i\partial} = (f_{сж} + f_{пр}) M_\partial = 2116 \cdot 318 \cdot 10^{-4} = 67 \text{ кгм};$$

$$L''_{i\partial} = f_{расш} M_\partial \varphi_n = 4815 \cdot 318 \cdot 10^{-4} \cdot 0,98 \approx 151 \text{ кгм}.$$

Подсчитанные по индикаторной диаграмме величины $N_{i\partial}$, $P_{i\partial}$ и $L_{i\partial}$ хорошо совпадают с результатами предыдущих расчетов при определении основных размеров и при тепловом расчете двигателя-компрессора.



Фиг. 69. Индикаторная диаграмма рабочего процесса в цилиндре двигателя.

рабочего и возвратного ходов

$$N_{i\partial} = 2N_{ик} + 2N_{ип} + (N_{пр} + N_{ом}) = 2N_{ик} + 2N_{ип} + (1 - \eta_{и\partial}) N_{i\partial};$$

$$37 \neq 21,2 + 3,48 + (1 - 0,7) 37; \\ 37 > 35,8.$$

Баланс мощностей положительный. Мощность двигателя на 1,5 л. с. больше мощности, потребляемой компрессором, продувочным насосом, обслуживающими механизмами и расходуемой на преодоление трения.

Баланс работ для возвратного хода поршней

$$2L'_{ик} = L'_{i\partial} + 2L'_{ип} + (L'_{пр} + L'_{ом});$$

$$2L'_{ик} = L'_{i\partial} + 2L'_{ип} + \frac{\delta(1 - \eta_{и\partial}) N_{i\partial} \cdot 4500}{n}; \\ 2 \cdot 80,2 \neq 67 + 2 \cdot 40,4 + \frac{0,25(1 - 0,7) \cdot 37 \cdot 4500}{2000};$$

$$160,4 > 154$$

Баланс работ возвратного хода поршней положительный. Работа расширяющегося воздуха из мертвых пространств компрессорных цилиндров превышает работу сил сопротивления движению на 6,4 кгм.

Баланс работ для рабочего хода поршней

$$2L''_{i\partial} = 2L'_{ик} + (L'_{пр} + L'_{ом}) - 2L'_{ип}; \\ L''_{i\partial} = 2L'_{ик} + \frac{(1 - \delta)(1 - \eta_{и\partial}) N_{i\partial} \cdot 4500}{n} - 2L'_{ип};$$

$$151 \neq 2 \cdot 104 + \frac{0,75 \cdot 0,3 \cdot 37 \cdot 4500}{2000} - 2 \cdot 36,4;$$

$$151 < 153,8.$$

Баланс работ рабочего хода поршней отрицательный. Работа газов, расширяющихся в цилиндре двигателя, и расширяющегося воздуха из мертвых пространств цилиндров продувочного насоса меньше, чем работа сил сопротивления движению, на 151—153,8 кгм (1,85%). Объясняется это перераспределением потерь на трение и привод обслуживающих механизмов $\delta = 0,25$, принятым при определении основных размеров двигателя-компрессора.

Если принять $\delta = 0,35$, то баланс работ будет следующим:

$$2 \cdot 80,2 \neq 67 + 2 \cdot 40,4 + \frac{0,35(1 - 0,7) 37 \cdot 4500}{2000};$$

$$160,4 > 156,6;$$

баланс положительный с избытком работы компрессора в 3,8 кгм; для рабочего хода

$$151 \approx 2 \cdot 104 + \frac{0,65 \cdot 0,3 \cdot 37 \cdot 4500}{2000} - 2 \cdot 36,4;$$

$$151 \approx 151,4.$$

Результаты расчета рабочего процесса двигателя СПДК 1-ДК

Индикаторная мощность в л. с. $N_{i\partial} = 37$

Давление в *атм*
в начале сжатия $p_a = 1,43$
в конце сжатия $p_c = 55,6$
в конце сгорания $p_z = 85$
в момент начала открытия выпускных окон $p_b = 4,07$

Температура в ° абс.:

в начале сжатия $T_a = 384$
в конце сжатия $T_c = 1160$
в конце сгорания $T_z = 2148$

Среднее индикаторное давление в кг/см^2 . $P_{id} = 7,3$
 Индикаторный к. п. д. при $P_{id} = 7,3 \text{ кг/см}^2$ $\eta_i = 0,434$
 Расход топлива в кг/час $G_T = 5,4$
 Эффективный к. п. д. $\eta_e = 0,26$
 Условная эффективная мощность в л. с. $N_e = 22,2$
 Удельный расход топлива в г:
 на 1 л. с. ч. индикаторной мощности $g_i = 146$
 на 1 л. с. ч. эффективной мощности $g_e = 243$
 на 1 $\text{лм}^3/\text{мин}$ производительности $g_k = 2,7$
 Литровая индикаторная мощность в л. с. $N_{li} = 32,4$

Результаты расчета рабочего процесса компрессора и продувочного насоса СПДК 1-ДК

Индикаторная мощность $2N_{ik} = 21,2 \text{ л. с.}$, $2N_{in} = 3,48 \text{ л. с.}$
 Давление воздуха в цилиндре в атм :
 в конце всасывания $P_{1k} = 0,92$;
 в конце сжатия $P_{2k} = 8,22$;
 Температура воздуха в конце сжатия в $^{\circ}\text{абс.}$ $T_{2k} = 495$;
 $P_{1n} = 0,92$
 $P_{2n} = 1,6$
 $T_{2n} = 360$

РАСЧЕТ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ ГРУПП ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

ГЛАВА IV

§ 12. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ СВОБОДНО ДВИЖУЩИХСЯ ПОРШНЕЙ

В отличие от поршневых кривошипных двигателей, в которых кинематика поршней определена размерами и закономерностями движения шатунно-кривошипного механизма, в СПДК кинематика и динамика свободно движущегося поршня зависит исключительно от закономерностей изменений давлений газов в цилиндре двигателя и воздуха в цилиндрах компрессора, буфера и продувочного насоса. Вследствие этого скорость и ускорение поршня СПДК при движении от в.м.т. к н.м.т. существенно отличаются от скорости и ускорения при движении в обратном направлении.

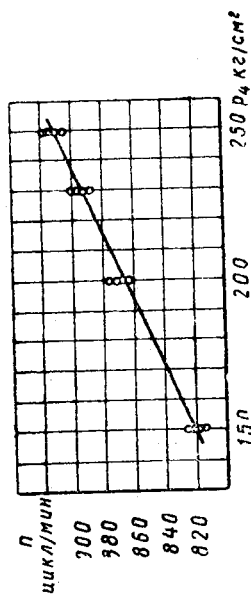
Путь, проходимый поршнем от в.м.т. до н.м.т. и обратно, изменяется в зависимости от нагрузки и давления воздуха в цилиндрах компрессора. В зависимости от тех же факторов изменяется и положение в.м.т. и н.м.т.; соответственно изменяется и форма графика пути во времени (фиг. 70 и 71) [15].

Как видно из графиков, при изменении нагрузки и неизменном давлении воздуха изменяется величина пути и время движения поршня между мертвыми точками, т. е. время цикла. С увеличением подачи топлива (нагрузки) увеличивается длина хода поршня и время цикла.

При постоянной нагрузке величина хода поршня не изменяется в зависимости от изменения давления воздуха в ресивере, меняется лишь время цикла — оно уменьшается по мере увеличения давления. Изменение времени цикла характеризуется изменением числа циклов в минуту (фиг. 72). При различных нагрузках, и при одном и том же давлении время цикла остается неизменным. Это является результатом того, что с увеличением нагрузки сокращается время t_1 рабочего хода (фиг. 73) и настолько же увеличивается время t_2 обратного хода. В результате для неизменного конечного давления нагнетания $t_1 + t_2 = \text{const}$.

По мере уменьшения нагрузки, при постоянном конечном давлении нагнетания сокращение длины хода поршней происходит

главным образом в результате перемещения н.м.т. в сторону оси форсунки при одновременном небольшом смещении в.м.т. в ту же сторону. Объясняется это тем, что энергия рабочего хода уменьшается по мере уменьшения подачи топлива (уменьшения нагрузки).



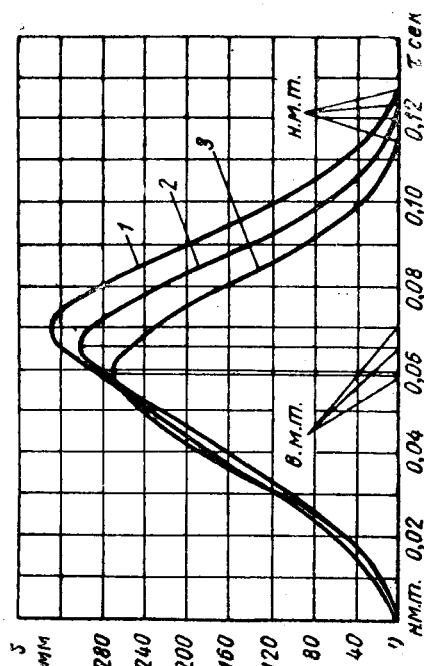
Фиг. 72. Зависимость числа циклов в минуту от давления нагнетаемого воздуха для дизель-компрессора ДК-2 при нагрузках 60,5; 84,2 и 100%.

ки); следовательно, ход поршня сокращается. Смещение в.м.т. к оси форсунки объясняется тем, что объем мертвого пространства в компрессорном цилиндре увеличивается вследствие сокращения рабочего хода; следовательно, энергия возвратного хода возрастает.

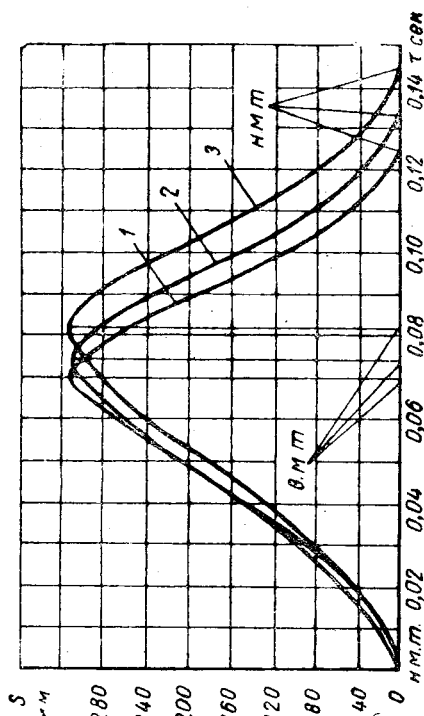
При работе с постоянной нагрузкой длина хода поршня не изменяется по мере изменения конечного давления нагнетания, но положение в.м.т. и н.м.т. при этом несколько изменяется вследствие изменения энергии воздуха, заключенного в мертвых пространствах компрессорных цилиндров.

Максимальная скорость поршня при рабочем ходе всегда больше, чем максимальная скорость при возвратном ходе. Так, у дизель-компрессора 2СК 180/385-9 максимальная скорость пор-

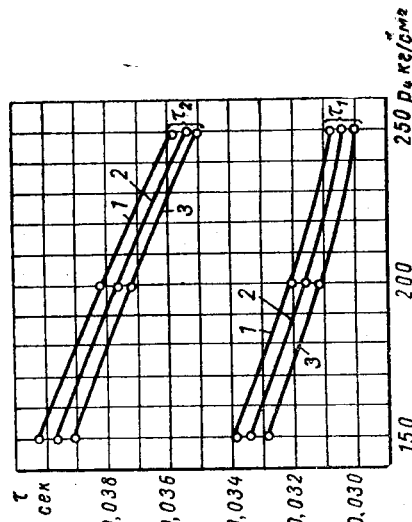
шня во время рабочего хода при давлении в ресивере 8 атм и полной подаче топлива в 1,37 раза превышает максимальную скорость возвратного хода. У дизель-компрессора ДК-2 на номинальном режиме работы скорость поршня во время рабочего хода также в 1,37 раза больше, чем при возвратном ходе. А у дизель-компрессора 1ДК при давлении в ресивере 5 атм — в 1,57 раза.



Фиг. 70. Зависимость пути поршня от времени для дизель-компрессора 2СК 180/385-9 при постоянном давлении нагнетаемого воздуха 8 атм и нагрузках: 1 — 100%; 2 — 68%; 3 — 25%.



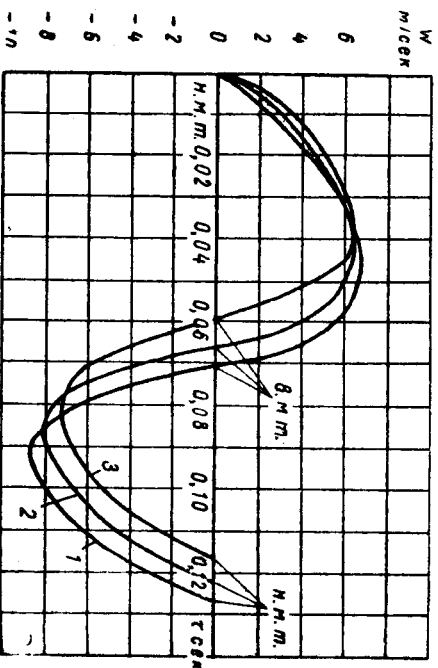
Фиг. 71. Зависимость пути поршня от времени для дизель-компрессора 2СК 180/385-9 при постоянной нагрузке и давлениях нагнетаемого воздуха (в ресивере): 1 — 8 атм; 2 — 6 атм; 3 — 4 атм.



Фиг. 73. Зависимость времени рабочего t_1 , возвратного t_2 ходов поршня дизель-компрессора ДК-2 от давления нагнетаемого воздуха при нагрузках: 1 — 100%; 2 — 84,2%; 3 — 60,5%.

Разница в максимальных скоростях движения поршней объясняется различным характером протекания рабочих процессов в цилиндрах двигателя и в компрессорных цилиндрах. Скорость движения поршней во время рабочего хода возрастает в зависимости от скорости увеличения давления в цилиндре двигателя.

По мере уменьшения нагрузки разница между скоростями рабочего и возвратного хода уменьшается. Так, у дизель-компрессора 2СК 180/385-9 при уменьшении нагрузки до 25% отношения максимальных скоростей рабочего и возвратного хода составляет 1,16. Средняя скорость поршня при рабочем ходе также превышает среднюю скорость при возвратном ходе. Например, для дизель-



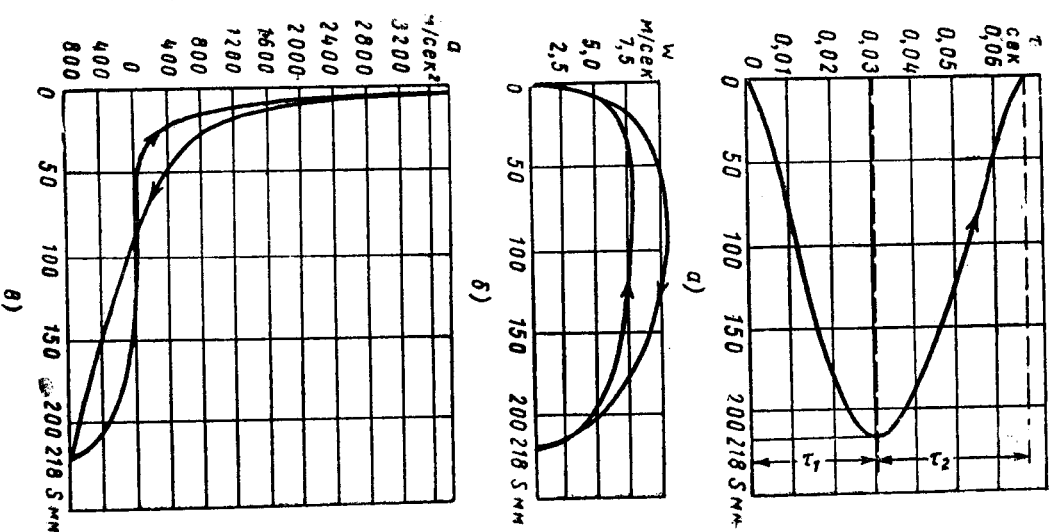
Фиг. 74. Зависимость скорости поршня дизель-компрессора 2СК 180/385-9 от времени при постоянной давлении нагнетания от нагрузки: 1 — 100%; 2 — 68%; 3 — 25%.

компрессора 2СК 180/385-9 при давлении в ресивере 8 атм и 100% нагрузки средняя скорость поршней во время рабочего хода на 27% превышает среднюю скорость поршней во время возвратного хода. При уменьшении нагрузки разница между средними скоростями поршней для рабочего и возвратного ходов уменьшается и для 25% нагрузки составляет 10%.

При постоянной нагрузке, но переменном давлении в ресивере разница между максимальными скоростями во время рабочего и возвратного ходов уменьшается по мере увеличения давления в ресивере. Например, для дизель-компрессора 2СК 180/385-9 при постоянной нагрузке 88% отношение максимальных скоростей при рабочем и возвратном ходе поршней составляет 1,52 при давлении в ресивере 4 атм и 1,31 при давлении в ресивере 8 атм. Отношение средних скоростей поршней во время рабочего и возвратного ходов при этих условиях не изменяется и остается равным 1,27.

Как видно из графиков, полученных опытным путем (фиг. 74 и 75, 6), скорости быстро изменяются вблизи мертвых точек, осо-

бенно быстро вблизи в. м. т. В средней части пути поршня скорость меняется более плавно. У СПДК средняя скорость поршня за цикл меньше отличается от максимальной, чем у кривошипного двига-



Фиг. 75. Кинематическая характеристика дизель-компрессора ДК-2: а — график пути поршня; б — график скорости поршня; в — график ускорения поршня.

теля внутреннего стораниа. Если при $\lambda = 0,25$ у двигателя внутреннего стораниа $\frac{w_{max}}{w_{cp}} = 1,62$, то у дизель-компрессора 2СК 180/385-9 это отношение лежит в пределах 1,43—1,50 для рабочего хода

и 1,37—1,43 для возвратного хода, в зависимости от нагрузки (меньшие значения соответствуют меньшим нагрузкам).

Для дизель-компрессора ДК-2 на всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов величина максимальной скорости поршня при рабочем ходе составляет 8,9—11 м/сек, при возвратном ходе 6,9—8 м/сек, средняя же скорость за цикл 5,6—6,7 м/сек. Для номинального режима максимальная скорость поршня при рабочем ходе равна 10,6 м/сек, при возвратном ходе 7,8 м/сек; средняя скорость за цикл 6,5 м/сек. Для рабочего хода $\frac{\omega_{\max}}{\omega_{cp}} = 1,63$, а для возвратного хода это отношение равно 1,2.

При равных средних скоростях поршней сравниваемых СПДК и двигателей внутреннего сгорания поршни СПДК находятся в лучших условиях, позволяющих обеспечить лучшую смазку и меньшие износы.

Кривые ускорений поршней СПДК имеют петлеобразную форму (фиг. 78, в). Это объясняется тем, что ускорение свободного поршня пропорционально давлению газов в цилиндре двигателя. Следовательно, кривая ускорения по пути отличается только масштабом от индикаторной диаграммы двигателя, записанной в координатах $p - V$. Линии расширения индикаторной диаграммы соответствуют кривой ускорения рабочего хода, а линия сжатия — кривой ускорения возвратного хода.

Как отмечалось, для СПДК характерно резкое отличие величин ускорений поршня в н. м. т. и в. м. т. Максимальная величина ускорения в начале рабочего хода на всех рабочих режимах у дизель-компрессора 2СК 180/385-9 составляет 1300—1580 м/сек², а у дизель-компрессора ДК-2 3000—4000 м/сек². В начале возвратного хода у 2СК 180/385-9 ускорение составляет 200—480 м/сек², а у ДК-2 650—850 м/сек².

При номинальном режиме максимальное ускорение в м/сек²
для дизель-компрессора 2СК 180/385-9:

в начале рабочего хода	1580
• • • • •	
в начале возвратного хода	480
• • • • •	
для дизель-компрессора ДК-2:	
в начале рабочего хода	3800
• • • • •	
в начале возвратного хода	780

Следует иметь в виду, что у дизель-компрессора 2СК 180/385-9 максимальное ускорение поршня превышает в 3 раза ускорение поршня двигателя с шатунно-кривошипным механизмом при том же ходе поршня и числе циклов в минуту. Однако в СПДК инерционные усилия поршней полностью уравновешиваются давлением газов с одной стороны и воздуха с другой стороны и не передаются на другие элементы конструкции; большие ускорения не являются опасными.

Ускорения поршней необходимо учитывать лишь при конструировании синхронизирующего механизма и приводов.

§ 13. ЗАДАЧИ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ

Основная задача расчета динамики свободного движения поршня СПДК состоит в определении продолжительности цикла, а следовательно, числа рабочих циклов в минуту. До сих пор во всех расчетах СПДК его быстроходность принималась как заданная величина. После того как были определены основные размеры вновь проектируемого СПДК, выполнен его компоновочный чертеж и произведены необходимые тепловые поверочные расчеты, становится возможным подсчитать быстроходность СПДК. Для этого необходимо лишь точно определить вес поршневых групп, деталей синхронизирующего механизма и других двигающихся деталей. Лучше всего подсчитывать по чертежам деталей. Для этого необходимо вычислить предварительные рабочие чертежи.

На основании индикаторных диаграмм, построенных в результате расчета рабочих процессов СПДК, вычисляют суммарные поршневые усилия следующим образом. Рабочий и возвратный ходы поршней делят на участки. В каждой точке, соответствующей границе участка, подсчитывают суммарное усилие, действующее на поршневую группу, пользуясь индикаторными диаграммами процессов в цилиндрах двигателя, компрессора и продувочного насоса и зная среднее значение усилия, преодолевающего силы трения и сопротивления привода обслуживающих механизмов. Для СПДК с буферным цилиндром пользуются также индикаторными диаграммами и буферного цилиндра.

Для рабочего хода суммарное поршневое усилие

$$P_{px} = P_d + P_n - P_k - P_{tr}$$

Для возвратного хода

$$P_{vx} = P_k - P_d - P_n - P_{tr},$$

где P_d , P_k , P_n и P_{tr} — поршневые усилия от давления газа и воздуха на поршни в цилиндрах двигателя, компрессора и продувочного насоса, и усилия, затрачиваемые на преодоление трения и сопротивления обслуживающих механизмов.

Вычисленные значения заносят в таблицы.

По подсчитанным данным строят развернутую диаграмму поршневых усилий (фиг. 76).

Площади под кривыми суммарных поршневых усилий P_{px} и P_{vx} представляют работу этих усилий на каждом данном отрезке пути поршня.

Так как изменение кинетической энергии поршней и работа внешних сил равны, то можно определить скорость поршневой группы на каждом данном участке пути:

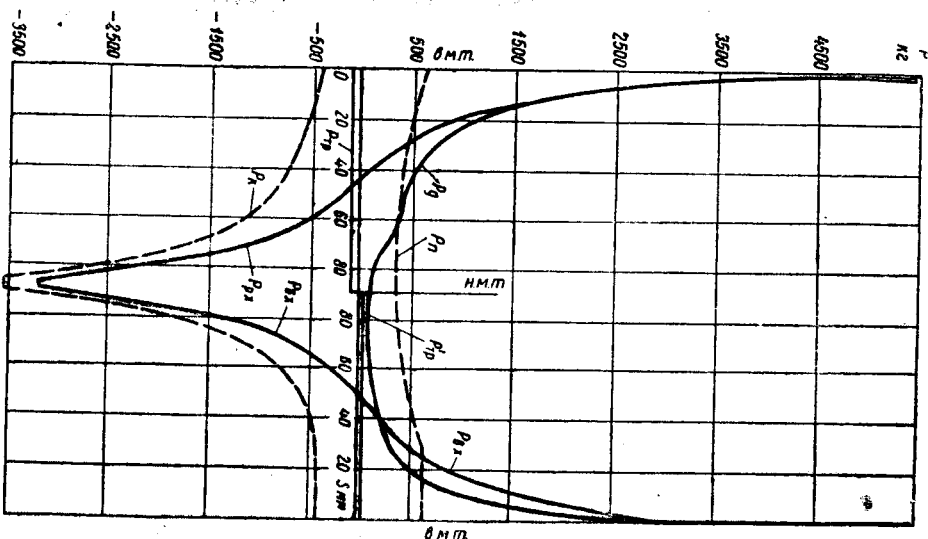
$$\frac{m\omega_2^2}{2} - \frac{m\omega_1^2}{2} = A, \quad (107)$$

откуда

$$w_2^2 - w_1^2 = \frac{2A}{m},$$

(108)

где w_1, w_2, \dots, w_n — текущие значения скорости поршня в м/сек.; m — масса поршневой группы в кг·сек²/м.



Фиг. 76. Развернутая диаграмма поршневых усилий.

Выражение (108) можно переписать в следующем виде:

$$w_2^2 - w_1^2 = \frac{2M\Delta F}{m},$$

где M — масштаб площади под диаграммой суммарных поршневых усилий P_{px} и P_{ax} ; ΔF — площадь в см² под диаграммой суммарных поршневых усилий.

Принимая $\frac{2M}{m} = N$, получим

$$w_2^2 - w_1^2 = N\Delta F. \quad (109)$$

Имея в виду, что скорости поршневых групп в н.м.т. и в.м.т. равны нулю, последовательно находят значения скоростей на графиках участков хода поршня; значения скоростей заносят в таблицу.

По подсчитанным данным строят графики скоростей поршня для рабочего и возвратного ходов, а также графики величин, обратных скоростям (фиг. 77).

Зная величины скоростей в каждой точке границ участков, определяют время t рабочего и возвратного ходов из уравнения

$$w = \frac{dS}{dt},$$

откуда

$$dt = \frac{1}{w} dS$$

или

$$t = \int_0^S \frac{1}{w} dS.$$

Площадь под кривой $\frac{1}{w} = f(S)$ на длине хода поршня выражает продолжительность хода в секундах.

Масштаб площади под кривой

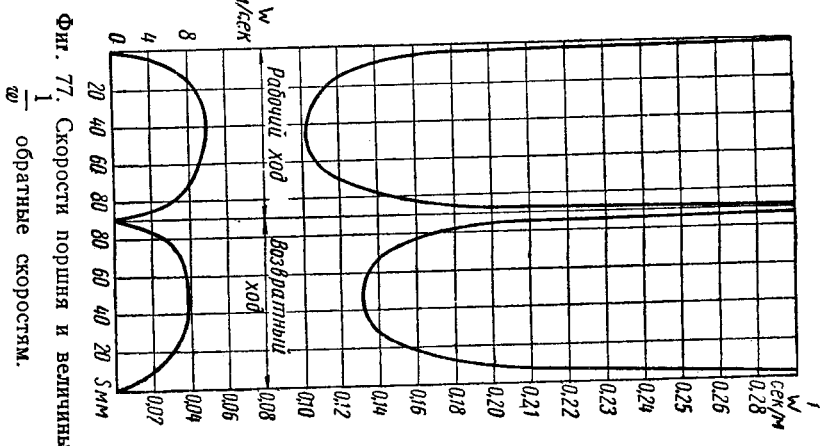
$$M = M_1 M_2 \text{ сек/см}^2,$$

где M_1 — масштаб хода S в м/см;

M_2 — масштаб $\frac{1}{w}$ в сек/м·см.

Сгладив метрировав площади под кривыми $\frac{1}{w}$ для рабочего и возвратного ходов, умножают их величины на масштаб M и получают время рабочего хода t_{rx} и время возвратного хода t_{ax} . Затем подсчитывают время цикла;

$$t_u = t_{rx} + t_{ax}$$



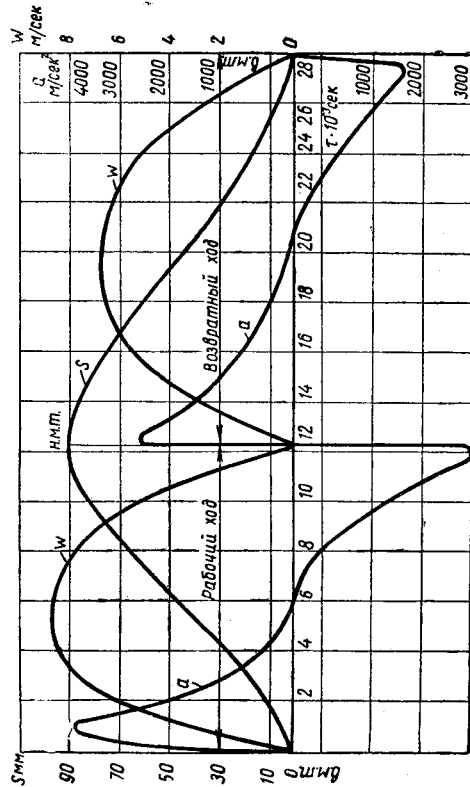
Фиг. 77. Скорости поршня и величины $\frac{1}{w}$ обратные скоростям.

и число циклов в минуту

$$n = \frac{60}{\tau_4} \quad (110)$$

Если подсчитанное число циклов в минуту отличается более чем на 10% от принятого в расчете, то уменьшают или увеличивают вес деталей поршневых групп.

По данным планиметрирования площадей участков под кривыми $\frac{W}{S} = f(S)$ на фиг. 77 строят диаграмму пути поршня по времени (фиг. 78).



Фиг. 78. Кинематическая характеристика дизель-компрессора 1ДК.

Для построения графоаналитическим методом ускорений поршневой группы необходимо вначале по фиг. 77 и 78 построить диаграмму изменения скорости поршня по времени при рабочем и возвратном ходах. Зная, что ускорение

$$a = \frac{dw}{dt},$$

находят отношения конечного приращения скорости $w_2 - w_1$ к соответствующему промежутку времени $\tau_2 - \tau_1$ (фиг. 79) и получают среднее значение ускорений за этот отрезок времени. Определять ускорения таким способом рекомендуется через возможные малые интервалы приращения времени для большей точности расчетов. В том случае, когда для данного комплекта деталей поршневых групп известны весовые данные и известно число циклов дизель-компрессора при заданном режиме работы (из эксперимента или из расчета), нетрудно подсчитать новое число циклов дизель-компрессора в тех же условиях при изменении веса деталей поршневой группы. Для пересчета пользуются правилом маятника:

$$\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}} = \sqrt{\frac{G_2}{G_1}}, \quad (111)$$

где n_1 — известное число циклов в минуту для поршневых групп с массой m_1 ;

n_2 — искомое число циклов в минуту для нового комплекта поршневых групп с массой m_2 ;

G_1 и G_2 — веса поршневых групп, соответствующие массам m_1 и m_2 .

Для предварительной, приближенной оценки числа циклов в минуту можно пользоваться методом «адиабатного маятника», изложенным в книге В. К. Кошкина и др. [15].

Адиабатным маятником авторы называют систему, в которой поршень движется внутри замкнутого цилиндра заполненного газом без потерь на трение и теплопередачу. На поршень с обеих сторон действуют переменные силы давления газа, величина которых определяется соответствующими адиабатными процессами сжатия и расширения. В уравнения колебательного движения адиабатного маятника входит перепад давлений, действующих на поршень. Этот перепад может быть представлен рядом по нечетным степеням гармоник графика перемещения поршня. После некоторых допущений и преобразований уравнений движения маятника число циклов СПДК можно приближенно подсчитать по следующей формуле:

$$n \approx \frac{\sqrt{2k}}{2\pi} \sqrt{\frac{p_k F_\partial}{m S 10^{-3}} \left[1 + 0,75 \left(\frac{w_{cp}}{w_{max}} \right)^2 \right]}, \quad (112)$$

где k — показатель адиабаты;

p_k — давление продувочного воздуха в кг/см²;

F_∂ — площадь поршня двигателя в см²;

m — масса поршневой группы в кг·сек²;

S — ход поршня в мм;

w_{max} и w_{cp} — максимальная и средняя скорости поршня в м/сек. Авторы утверждают, что при подсчете числа циклов по методу адиабатного маятника погрешности после введения поправки на частоту не превышают 4—7%.

§ 14. ПРИМЕР РАСЧЕТА ДИНАМИКИ

По индикаторным диаграммам двигателя, компрессора и продувочного насоса, построенным в результате расчетов, выполненных в § 11, составляем расчетные таблицы (табл. 16 и 17) для вычисления суммарных поршневых усилий при рабочем и возвратном ходах поршней.

Усилие, действующее на один поршень от давления газов в цилиндре двигателя,

$$P_\partial = p_\partial F_\partial = 63,6 p_\partial \text{ кг.}$$

Суммарные поршневые усилия рабочего хода

S в мм	Двигатель		Компрессор		Продувочный насос		P _{тр} (-) в кг	Силы движущие (+) в кг	Силы замедляющие (-) в кг	P _{рх} в кг
	P в атм	P _р (+) в кг	P' в атм	P _к (-) в кг	P'' в атм	P _н (+) в кг				
0	85	5410	0,92	398	1,6	591	90	6001	488	5513
2,5	72,5	4610	0,94	407	1,53	566	90	5176	497	4689
5	50	3180	0,98	425	1,49	551	90	3731	515	3216
7,5	38	2420	1,0	434	1,45	536	90	2956	524	2432
10	30,5	1940	1,05	455	1,4	518	90	2458	545	1913
15	21	1340	1,1	476	1,35	500	90	1840	566	1274
20	15,5	986	1,2	520	1,3	480	90	1466	610	856
25	12,5	795	1,28	555	1,2	444	90	1239	645	594
30	10,3	655	1,40	606	1,15	425	90	1080	696	384
40	7,5	477	1,7	736	1,07	396	90	873	826	47
50	6	382	2,1	910	0,97	359	90	741	1000	— 259
60	4,97	316	2,7	1170	0,92	340	90	656	1260	— 604
70	4	254	3,7	1605	0,92	340	90	594	1695	— 1101
75	2	127	4,6	1995	0,92	340	90	467	2085	— 1618
80	1,43	91	5,7	2470	0,92	340	90	431	2560	— 2129
85	1,43	91	7,6	3290	0,92	340	90	431	3380	— 2949
87,5	1,43	91	8,22	3560	0,92	340	90	431	3650	— 3219
90	1,43	91	8,22	3560	0,92	340	90	431	3650	— 3219

Примечание. Знак (+) обозначает направление вектора силы от оси форсунки к н. м. т.; знак (-) обозначает направление вектора силы от н. м. т. к оси форсунки.

Усилие от давления воздуха на поршень компрессора

$$P_k = p' F_k = 434 p' \text{ кг.}$$

Усилие от давления воздуха на поршень в продувочном насосе

$$P_n = p'' F_n = 370 p'' \text{ кг.}$$

Силы трения и привода обслуживающих механизмов при рабочем ходе

$$P_{тр} = \frac{(1 - \eta)(1 - \eta_m) N_i \cdot 4500}{2nS \cdot 10^{-3}} = \frac{0,65 \cdot 0,3 \cdot 37 \cdot 4500}{2 \cdot 2000 \cdot 0,09} = 90 \text{ кг.}$$

Силы трения и привода обслуживающих механизмов при возвратном ходе

$$P'_{тр} = \frac{\eta(1 - \eta_m) N_i \cdot 60 \cdot 75}{2nS \cdot 10^{-3}} = \frac{0,35 \cdot 0,3 \cdot 37 \cdot 4500}{2 \cdot 2000 \cdot 0,09} = 48,5 \text{ кг.}$$

По данным табл. 16 и 17 строим графики сил (фиг. 76):

$$P_0 = f(S); P_k = f(S); P_n = f(S);$$

$$P_{тр} = f(S); P'_{тр} = f(S)$$

Суммарные поршневые усилия возвратного хода

S в мм	Двигатель		Компрессор		Продувочный насос		P _{тр} (-) в кг	Силы движущие (-) в кг	Силы замедляющие (+) в кг	-P _{рх} в кг
	P в атм	P _р (+) в кг	P' в атм	P _к (-) в кг	P'' в атм	P _н (+) в кг				
90	1,43	91	8,22	3560	0,92	340	48,5	3560	479,5	-3080,5
87,5	1,43	91	6,8	2950	0,95	352	48,5	2950	491,5	-2458,5
85	1,43	91	5,8	2520	0,98	362	48,5	2520	501,5	-2018,5
80	1,43	91	4,3	1865	1,0	370	48,5	1865	509,4	-1385,5
75	1,43	91	3,35	1440	1,02	377	48,5	1450	516,5	-933,5
70	1,45	91	2,8	1215	1,08	400	48,5	1215	539,5	-675,5
60	1,5	95,5	2,0	867	1,15	425	48,5	867	569,0	-298
50	2,0	127,2	1,5	610	1,28	474	48,5	610	649,7	-0,3
40	2,7	172	1,2	520	1,4	517	48,5	520	737,5	-217,5
30	4,0	255	1,0	434	1,55	574	48,5	434	877,5	-443,5
25	5,0	318	0,98	425	1,6	591	48,5	425	957,5	-539,5
20	6,7	426	0,92	398	1,6	591	48,5	398	1065,5	-667,5
15	9,0	573	0,92	398	1,6	591	48,5	398	1112,5	-714,5
10	13	828	0,92	398	1,6	591	48,5	398	1467,5	-1069,5
7,5	16,5	1050	0,92	398	1,6	591	48,5	398	1689,5	-1291,5
5	22,5	1480	0,92	398	1,6	591	48,5	398	2069,5	-1671,5
2,5	32,5	2070	0,92	398	1,6	591	48,5	398	2709,5	-2311,5
0	56—85	3560—5410	0,92	398	1,6	591	48,5	398	4159,5—	-3801,5—
									÷6049,5	÷5651,5

Примечание. Знак (+) обозначает направление вектора силы от оси форсунки к н. м. т.; знак (-) обозначает направление вектора силы от н. м. т. к оси форсунки.

и графики алгебраической суммы перечисленных сил в каждой данной точке для рабочего хода

$$P_{рх} = f(S),$$

для возвратного хода

$$P_{вх} = f(S).$$

Площади диаграммы, ограниченные кривыми $P_{рх}$, $P_{вх}$ (фиг. 76) и осью абсцисс, делим вертикальными линиями на участки через каждые 10 мм хода поршня. Производим планиметрирование каждого участка диаграммы в отдельности; результаты планиметрирования ΔF записываем в табл. 18.

По размерам деталей выявленным в компоновочном чертеже дизель-компрессора подставляем вес одного комплекта движущихся частей поршневой группы. Сопоставляем его (для контроля) с весовыми данными действующего дизель-компрессора ДК-3,5/5 и принимаем для расчета $G = 12$ кг. Масса

$$m = \frac{G}{g} = \frac{12}{9,8} = 1,225 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м.}$$

Подсчитываем масштаб площади диаграммы (фиг. 76) суммарных поршневых усилий $P_{рх}$ и $P_{вх}$.

Масштаб абсциссы (хода поршня) $M_S = 0,01$ м/см. Масштаб ординаты (усилий) $M_P = 250$ кг/см. Масштаб площади диаграммы

$$M_0 = M_S M_P = 0,01 \cdot 250 = 2,5 \text{ кгм/см}^2.$$

Коэффициент

$$N = \frac{2M_0}{m} = \frac{2 \cdot 2,5}{1,225} = 4 \text{ м}^2/\text{сек} \cdot \text{см}^2.$$

Для конца каждого участка диаграммы подчитываем величины скоростей w_k . В начале координат, т. е. в в. м. т., скорость поршня равна нулю; скорость w_k в конце участка 0—10 найдем из выражения

$$w_k^2 - w_n^2 = N \Delta F,$$

где w_n — скорость в начале участка (в конце предыдущего участка). Подставив ΔF из табл. 18, получим

$$w_k^2 - 0 = 4 \cdot 13,98 = 55,9,$$

откуда

$$w_k = \sqrt{55,9} = 7,45 \text{ м/сек}.$$

Таблица 18

Скорость поршня и время цикла

Участки хода поршня в мм	ΔF в см ²	$w_k^2 - w_n^2 =$ $-N \Delta F$	w_k (в конце участка) в м/сек	$\frac{1}{w_k}$ в сек/м	$\Delta F \tau$ в см ²	$\tau_{уч} 10^5$ в сек.	$\Sigma \tau_{уч} \cdot 10^5$ в сек.
Рабочий ход							
0 (начало координат)	0	0	0	∞	0	0	0
0—10	13,98	55,9	7,45	0,1340	20,7	207	207
10—20	5,24	21,0	8,75	0,1140	12,3	123	330
20—30	2,55	10,2	9,32	0,1074	11,0	110	440
30—40	0,90	3,6	9,50	0,1052	10,5	105	545
40—50	— 0,40	1,6	9,60	0,1042	10,4	104	649
50—60	— 1,70	— 6,8	9,24	0,1082	10,6	106	755
60—70	— 3,30	— 13,2	8,50	0,1180	11,3	113	868
70—80	— 6,30	— 25,4	6,86	0,146	13,0	130	998
80—90	— 11,60	— 46,4	≈ 0	∞	22,2	222	1220
Возвратный ход							
90—80	— 8,40	— 33,6	5,70	0,1755	27,7	277	1497
80—70	— 3,70	— 14,8	6,95	0,1440	15,7	157	1654
70—60	— 1,90	— 7,6	7,48	0,1340	13,9	139	1793
60—50	— 0,60	— 2,4	7,64	0,1310	13,3	133	1926
50—40	0,40	1,6	7,51	0,1330	13,2	132	2058
40—30	1,30	5,2	7,17	0,1396	13,4	134	2192
30—20	2,30	9,2	6,50	0,1540	14,5	145	2337
20—10	3,45	13,8	5,34	0,1880	16,8	168	2505
10—0	7,00	28,0	≈ 0	∞	29,7	297	2802

Для следующего участка 10—20

$$w_k = 55,9 = 21,$$

откуда

$$w_k = \sqrt{21 + 55,9} = \sqrt{76,9} = 8,75 \text{ м/сек}$$

и т. д. для всех участков.

Результаты подсчетов скоростей в конце каждого участка хода поршня заносим в табл. 18. Туда же заносим величины, обратные w_k , т. е. $\frac{1}{w_k}$ сек/м.

По табл. 18 строим графики (фиг. 77) $w = f(S)$ и $\frac{1}{w} = f(S)$ для рабочего и возвратного ходов поршня.

Произведем планиметрирование площадей диаграмм ограниченных кривыми $\frac{1}{w} = f(S)$ и осью абсцисс для рабочего и возвратного ходов, получим: для рабочего хода $F_{px} = 122 \text{ см}^2$, для возвратного хода $F_{ex} = 158 \text{ см}^2$. Подсчитываем масштаб площади диаграммы:

$$M_0 = M_S M_1 = 0,01 \cdot 0,01 = 10^{-4} \text{ сек/см}^2.$$

Время рабочего хода поршней

$$\tau_{px} = F_{px} M_0 = 122 \cdot 10^{-4} \text{ сек}.$$

Время возвратного хода поршней

$$\tau_{ex} = F_{ex} M_0 = 158 \cdot 10^{-4} \text{ сек}.$$

Время одного цикла

$$\tau_{ц} = \tau_{px} + \tau_{ex} = (122 + 158) 10^{-4} = 280 \cdot 10^{-4} \text{ сек}.$$

Число циклов в минуту

$$n = \frac{60}{\tau_{ц}} = \frac{60}{28 \cdot 10^{-3}} = 2140 \text{ цикл/мин}.$$

Полученный результат близок к величине, выбранной для расчета основных размеров ($n = 2000$ цикл/мин); отклонение расчетной величины от выбранной составляет 7%.

Для того чтобы получить точное совпадение расчетной величины с выбранной, необходимо увеличить вес поршневой группы в соответствии с зависимостью

$$\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{G_2}{G_1}},$$

откуда находим

$$G_2 = G_1 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2;$$

$$G_2 = 12 \left(\frac{2140}{2000} \right)^2 = 12,4 \text{ кг},$$

т. е. вес поршневой группы должен быть увеличен на 400 г.

Однако ввиду того, что полученное отклонение подсчитанного числа циклов от выбранного составляет лишь 7% в сторону увеличения цикличности, нет необходимости вносить в чертежи и в расчет поправки до проведения экспериментальной проверки цикличности на опытном образце.

Используя данные планирования площадей участков ΔF_z под графиками $\frac{1}{w_k} = f(S)$ (фиг. 76), подсчитываем время движения поршня на каждом участке:

$$\tau_{уч} = M_d \Delta F_z = 10^{-4} \Delta F_z \text{ сек.}$$

Затем для построения графика пути поршня по времени τ подсчитываем время движения поршня по участкам и записываем результаты итогом — $\Sigma \tau_{уч} = f(\tau)$ (фиг. 78).

На этом же графике нанесены кривые $w = f(\tau)$ для рабочего и возвратного ходов по данным графиков $w = f(S)$ на фиг. 77.

Графически дифференцированием кривых $w = f(\tau)$ получены кривые ускорений поршня $a = f(\tau)$ для рабочего и возвратного ходов, которые также нанесены на фиг. 78.

Наибольшее ускорение $a = 4400 \text{ м/сек}^2$ поршни имеют в начале рабочего хода на расстоянии 3 мм от в. м. т.

Результаты расчета динамики дизель-компрессора

Вес одного комплекта движущихся с поршнями деталей в кг... $G = 12$.
Время движения поршня в сек.

от в. м. т. до н. м. т.	$\tau_{px} = 0,00122$
н. м. т. до в. м. т.	$\tau_{ax} = 0,0158$
одного цикла	$\tau_u = 0,028$
Расчетное число циклов в минуту	$n = 2140$
Скорость поршня средняя в м/сек	$w_{cp} = 6,4$
Максимальная во время рабочего хода	$w_{px \text{ max}} = 9,6$
Максимальная во время возвратного хода	$w_{ax \text{ max}} = 7,6$
Отношение максимальной скорости к средней:	
при рабочем ходе	$\frac{w_{px \text{ max}}}{w_{cp}} = 1,5$
при возвратном ходе	$\frac{w_{ax \text{ max}}}{w_{cp}} = 1,19$

Максимальная величина ускорения в м/сек ² :	
в начале рабочего хода	$a_{px \text{ max}} = 4400$
в начале возвратного хода	$a_{ax \text{ max}} = 3000$

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

ГЛАВА V

§ 15. УСЛОВИЯ И ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРА СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

Процесс газообмена в двухтактном двигателе протекает значительно сложнее и влияет на основные параметры двигателя гораздо больше, чем в четырехтактном.

Только первая фаза газообмена — процесс свободного выпуска отработавших газов из цилиндра — в двухтактных и четырехтактных двигателях протекает сходно. Последующие фазы — принудительный выпуск и наполнение цилиндра воздухом — отличаются в своей основе. В четырехтактном двигателе на эти фазы отводится относительно больше времени (в 2,5—3,5 раза), чем в двухтактном. В четырехтактном двигателе отработавшие газы выталкиваются из цилиндра поршнем до того как начинается его заполнения воздухом. В результате цилиндр лучше очищается от отработавших газов, количество остаточных газов невелико, для достижения хорошей очистки не требуется производить продувку цилиндра с большим расходом продувочного воздуха.

В двухтактном двигателе отработавшие газы выталкиваются продувочным воздухом. При этом происходит перемешивание его с отработавшими газами, и поэтому для хорошей очистки цилиндра приходится расходовать большое количество продувочного воздуха. Для улучшения очистки цилиндра от отработавших газов увеличивают длину продувочных и выпускных окон, что вылетает, за собой потерю части рабочего хода поршня, т. е. снижение среднего индикаторного давления, отнесенного к полному ходу поршня. С другой стороны, при увеличении количества продуваемого воздуха увеличивается расход мощности двигателя на привод продувочного насоса.

При плохой очистке цилиндра от отработавших газов рабочий объем цилиндра двигателя используется не полностью.

Возникают сложные задачи по выбору оптимальных размеров газовых трактов и фаз процессов газообмена, непосредственно

влияющих на основные показатели мощности, топливной экономичности, веса и габаритных размеров СПДК.

Правильное решение этих задач при проектировании и экспериментальной доводке машины сильно затрудняется сложностью волновых газо-динамических и тепловых процессов, возникающих при газообмене. Ввиду сложности явлений существующие методы расчета процесса газообмена дают лишь приблизительные решения задач. Поэтому для экспериментальной доводки рабочего процесса и испытаний двухтактного двигателя требуется больше времени, чем для четырехтактного; испытательный стенд для двухтактного двигателя должен быть оборудован более сложными приборами.

Критериями качества двухтактного двигателя, оцениваемого совершенством процесса газообмена, являются: величина коэффициента остаточных газов γ ; давление продувочного воздуха P_k ; величина коэффициента избытка продувочного воздуха ϕ , величина наддува, быстротходность двигателя и бездымность выпуска.

Явления при процессах очистки и наполнения цилиндра двухтактного двигателя настолько сложны, что описать их в точности не представляется возможным. Несомненно лишь то, что движение воздуха и отработавших газов в течение этих процессов является неустойчивым. На характер изменения давлений и скоростей в различных точках системы — продувочном ресивере, цилиндре двигателя, выпускном тракте — влияет скорость поршней, переменные проходные сечения окон, длина и форма трубопроводов и каналов перед входом и на выходе из цилиндра. Ускорение массы газов и колебательные процессы зависят от системы в целом и от ее отдельных элементов. В настоящее время известны попытки некоторых авторов создать методы расчета процессов газообмена в условиях неустойчивого течения с учетом влияния продувочной и выпускной систем. Однако эти попытки можно рассматривать лишь как стремление приблизиться к действительной картине явлений.

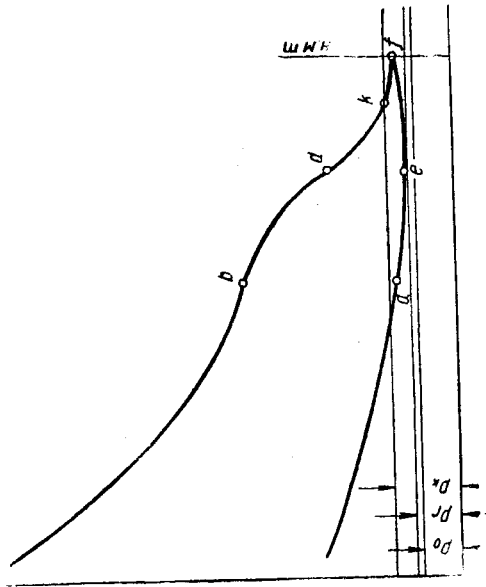
На практике используются условными методами расчета, предполагающими течение газов в процессе газообмена установившимся, т. е., что давление P_k в продувочном ресивере и во всей подводящей системе, давление P_v в выпускной системе и давление P_d в цилиндре во время продувки постоянны. Для согласования результатов такого теоретического расчета с практикой вводятся поправочные коэффициенты, полученные на основании опытных данных. До сих пор далеко еще не для всех типов двигателей известны ориентировочные значения этих коэффициентов. Однако даже если эти коэффициенты известны для какого-то типа двигателя и были учтены при проектировании другого, близкого по конструкции, не может быть полной уверенности в том, что не придется выполнить доводочные экспериментальные работы на первых опытных образцах нового двигателя для получения проектных параметров.

Процесс газообмена в цилиндре двигателя СПДК можно разделить на три фазы.

Первая фаза начинается с момента открытия поршнем выпускных окон (конец расширения) в точке b на индикаторной диа-

грамме (фиг. 80) и заканчивается в момент начала открытия продувочных окон в точке d . Этот период называется предварением выпуска или выпуском до начала продувки.

Вторая фаза начинается с открытия продувочных окон и заканчивается в момент их полного закрытия — на диаграмме она находится между точками d, f, e . За этот период отработавшие газы продолжают выходить из цилиндра, вначале под воздействием давления, не успевшего еще стать меньше, чем давление в продувочном ресивере, а затем, в течение большей части времени фазы, — за счет разности давления между продувочным ресивером и



Фиг. 80. Участок выпуска и продувки индикаторной диаграммы двигателя СПДК.

выпускным трубопроводом. Во время этого периода отработавшие газы вытесняются из цилиндра и цилиндр заполняется воздухом.

Третья фаза — выпуск после продувки — начинается после закрытия продувочных окон (точка e) и продолжается до закрытия выпускных (точка a). В это время через выпускные окна из цилиндра уходит в атмосферу часть заряда.

Точкой k на диаграмме отмечен момент, когда давление в цилиндре достигает значения, равного критическому $P_{кр}$ по отношению к давлению P_v в выпускном трубопроводе. В общем случае точка k может быть расположена между точками b и d . В таком случае процесс свободного выпуска разделяется на два периода — надкритический, когда отработавшие газы вытекают из цилиндра с постоянной скоростью, достигающей величины скорости звука, и подкритический, характеризующийся убывающей скоростью истечения.

Свободный выпуск продуктов сгорания начинается с момента открытия выпускных окон и заканчивается при открытых на значительную величину продувочных окнах. При повышенном числе

циклов (более 1000 в минуту) продувочные окна открываются при высоком давлении в цилиндре, достигающем 3—4 *атм*, а в отдельных случаях и выше. Благодаря раннему открытию продувочных окон вытравливается значительное время-сечение для продувки. При этом ввиду интенсивного падения давления, происходящего вследствие быстрого увеличения сечения открывающихся окон и быстрого ускорения массы вытекающих газов, в момент открытия выпускных окон происходит лишь небольшой выброс газов в ресивер продувочного воздуха.

Момент начала открытия выпускных окон обязательно уточняется экспериментально, ввиду того что при расчете разграничить периоды свободного и принудительного выпуска можно только приблизительно. При экспериментальном уточнении момента начала открытия продувочных окон стремятся к тому, чтобы открытие произошло возможно раньше, но без чрезмерного выброса газов в ресивер продувочного воздуха, ведущего к перегреву продувочного воздуха и загрязнению его продуктами сгорания.

§ 16. ЗАДАЧИ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА

Для хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и хорошего заполнения его свежим зарядом воздуха при минимальных потерях продувочного воздуха и минимальном количестве оставшихся в цилиндре продуктов сгорания необходимо обеспечить:

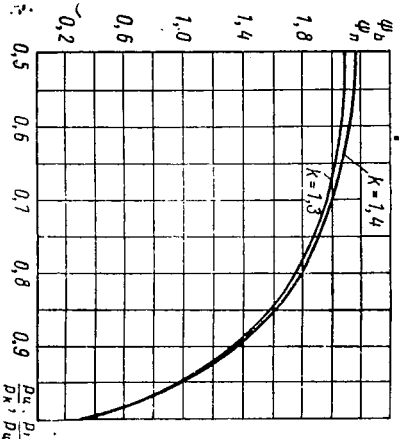
- 1) своевременное открытие и закрытие выпускных и выпускных окон;
- 2) достаточные проходные сечения и время-сечения выпускных и выпускных окон;
- 3) необходимое количество воздуха для хорошей продувки цилиндра;
- 4) организованное движение потоков продувочного воздуха в цилиндре, без хаотического вихревого движения; при организованном движении воздуха его потери с отходящими газами минимальны и в цилиндре остается минимальное количество продуктов сгорания.

Необходимо также обеспечить правильные размеры и рациональную, отвечающую требованиям газодинамики форму всех газопроводящих элементов — окон, выпускного сборника, каналов, трубопроводов, глушителей и т. п., обеспечивающую наименьшее сопротивление вытравки и вытравное протекание волновых процессов, способствующих по возможности улучшению очистки цилиндра.

С помощью расчетов можно решить первые три задачи. Способы решения первой и второй задач приводятся в настоящей главе, а третьей — в главе II.

При проектировании нового СПДК на основании изучения наиболее близких конструкций задаются долями хода поршня, приходящимися на выпускные и выпускные окна. На выполненном чертеже гильзы цилиндра двигателя тщательно подбирают форму, расположение и поперечные размеры выпускных и выпускных окон по выбранным ранее размерам высоты окон.

Затем, пользуясь данными динамического расчета (гл. IV), строят в увеличенном масштабе график пути поршней по времени на участках выпускных и выпускных окон и вычерчивают одно выпускное и одно выпускное окно. Если окно имеет простую форму, например круглое, его делят на равное число частей по ходу поршня и подсчетом или планиметрированием находят величину площади каждой из частей. Если форма окна более сложная, то его делят так, чтобы было удобно планиметрировать сложные части, и легко подсчитать площадь оставшейся части. По данным диаграммы пути поршня и планиметрии



Фиг. 81. Зависимость величины ϕ от перепада давлений и показателя адиабаты k .

обмена.

Для вывода всех основных формул расчета процесса газобмена исходными являются уравнения расхода газа через заданное сечение. Одной из основных величин этих уравнений является величина ϕ , зависящая от перепада давлений в изучаемой части потока (фиг. 81).

Весь период свободного выпуска делят на надкритический и подкритический.

При отношении $\frac{p_2}{p_1} \gg 1,83$ (или $\frac{p_2}{p_1} \leq 0,546$) происходит надкритический выпуск газов из цилиндра. Для этой области величина ϕ имеет постоянное максимальное значение. Для надкритического выпуска принимают показатель адиабаты $k=1,3$, при этом $\phi_b = 2,09$.

В подкритической области выпуска величина ϕ переменна, она зависит от отношения $\frac{p_2}{p_1}$ и определяется по фиг. 81.

Для надкритической области истечения [27], например при предварении выпуска, время-сечение

$$A_0 = \int_{\phi_b}^{\phi} f \, d\phi = \left(\frac{0,59 V}{\sqrt{p_2}} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,115} - 1 - 0,153 \ln \frac{V_2}{V_1} \right], \quad (113)$$

откуда находим

$$p_d = \frac{p_b}{\left[\frac{p_b \sqrt{T_b} \int_{\tau_b}^{\tau_d} f d\tau}{0.59 V} + 0.153 \ln \frac{V_d}{V_b} + 1 \right]^{0.115}}, \quad (114)$$

где p_d , V_d — давление в цилиндре и объем цилиндра в момент открытия продувочных окон;

p_b , V_b — давление в цилиндре и объем цилиндра в момент открытия выпускных окон;

$V = \frac{V_b + V_d}{2}$ — объем цилиндра, принимаемый как постоянный для данной части процесса;

μ_b — коэффициент расхода выпускных окон, отнесенный к свободному выпуску.

$\int_{\tau_b}^{\tau_d} f d\tau$ — время-сечение предварения выпуска.

При выполнении расчетов рекомендуется [27] принимать $\mu_b = 0,65 \div 0,75$. Чем лучше обработаны стенки окон, имеющих округленные кромки, тем большие значения μ_b выбирают для расчета.

Давление в выпускном коллекторе $p_r = 1,05 \div 1,08 \text{ атм}$.

При давлении продувочного воздуха $p_k = 1,32 \div 2 \text{ кг/см}^2$ давление в цилиндре в момент открытия продувочных окон достигает $p_d = 2 \div 5 \text{ кг/см}^2$.

При известном время-сечении предварения выпуска, целью расчета является определение величины давления p_d в цилиндре в момент начала открытия продувочных окон и сопоставление его величины с рекомендуемыми значениями (фиг. 82). Если подсчитанное значение p_d получится больше, чем рекомендуемое, следует увеличить время-сечение предварения выпуска; для чего увеличивают ширину или длину выпускных окон, или осуществляют более позднее открытие продувочных окон.

Период свободного выпуска заканчивается после того, как продувочные окна уже открываются на значительную величину. В этот момент давление в цилиндре p_c близко к величине среднего установившегося давления во время продувки.

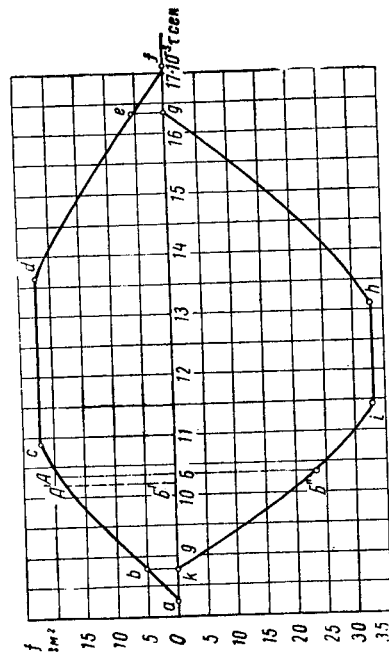
Давления p_c определяют из выражения

$$a = \frac{p_c - p_r}{p_k - p_r} = 0,3 \div 0,5. \quad (115)$$

Задавшись величиной a , находят величину p_c . Затем задаются объемом цилиндра в момент начала продувки V_n и подсчитывают величину время-сечения выпуска, необходимую для снижения давления в цилиндре до величины p_c по следующей формуле:

$$A'_0 = \int_{\tau_b}^{\tau} f d\tau = \frac{V}{\mu_b \sqrt{T_b}} \left\{ \left[0,496 + 0,102 \frac{p_r}{p_n} \right] \left(\frac{p_b}{p_r} \right)^{0.115} - 0,59 - 0,09 \ln \frac{V'_n}{V_b} \right\}. \quad (116)$$

На диаграмме располагаемого время-сечения (фиг. 83) находят положение ординаты, отсекающей площадь A'_0 , соответ-



Фиг. 83. Зависимость проходных сечений окон от времени.

ствующую величине A'_0 и по положению ординаты подсчитывают объем цилиндра V_n в момент начала продувки. Значения V'_n и V_n не должны отличаться более чем на 3—5%; в противном случае необходимо снова задаться величиной V'_n , более близкой к найденной по диаграмме величине V_n и снова произвести подсчет A'_0 . Таким образом, методом последовательного приближения находят положение ординаты A_B , соответствующее истинному значению V_n .

Площади, расположенные справа от ординат A_B и B_B'' на диаграммах время-сечений, представляют собой располагаемое время-сечение продувки и располагаемое время-сечение выпуска во время продувки.

Необходимое время-сечение открытия продувочных окон

$$A_1 = \int f_n d\tau = \frac{V_k p_0 \sqrt{T_k}}{\mu_n \mu_p p_k T_0 \sqrt{R}}. \quad (117)$$

Величину ψ_n находят по фиг. 81 для известного отношения

$\frac{p_c}{p_k}$. Коэффициент расхода μ_n продувочных окон выбирают в

пределах 0,7÷0,75, в зависимости от качества обработки стенок и кромок окон.

Подсчитанную по формуле величину A_1 сравнивают с рассчитаемым время-сечением, которое, как правило, должно быть больше A_1 .

Время-сечения принудительного выпуска

$$A_2 = \int f_v dt = (V_{n10p} - G_{s0}) \sqrt{\frac{RT_u}{\gamma_b \psi p_u}}; \quad (118)$$

здесь G_{s0} — вес газа, вытекающего за период свободного выпуска;

$$G_{s0} = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_u V_u}{RT_u}, \quad (119)$$

где

$$T_b = T_u \left(\frac{p_u}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (120)$$

температура газов в начале продувки при $k = 1,4$.
Удельный вес воздуха

$$\gamma_0 = \frac{p_0 10^4}{RT_0} \text{ кг/м}^3.$$

Средняя за процесс температура в цилиндре

$$T_u = -T_n \frac{1 - e^{\frac{T_u}{T_n}}}{\ln \frac{T_u}{T_n}}. \quad (121)$$

Величину ψ_b определяют по фиг. 82 для известного отношения $\frac{p_r}{p_u}$. В формулу (118) подставляют известные величины, в том числе $A_2 = A_{2p}$ и вычисляют значение поправочного коэффициента γ_b , которое должно находиться в пределах 0,5÷1,0.

Пользуясь известными величинами время-сечений для периодов свободного выпуска A_0 , продувки-наполнения A_{1p} и принудительного выпуска A_{2p} , подсчитывают средние за процесс условные скорости воздуха и газов при движении их через окна.

Для свободного выпуска

$$\psi_b = \frac{G_{s0} V_0}{A_0 \tau}, \quad (122)$$

где $V_0 = \frac{1}{\gamma_0}$ — удельный объем воздуха.

Для продувки

$$\psi_1 = \frac{V_{1p}}{A_{1p}}. \quad (123)$$

Для принудительного выпуска

$$\psi_2 = \frac{V_{2p} - G_{s0} V_0}{A_{2p}}. \quad (124)$$

Таблица 19
Допускаемые величины условных скоростей воздуха
и выпускных газов в м/сек

Стадии процесса газообмена	Двигатели	
	Тихоходные	Быстроходные
Свободный выпуск	200—500	400—1000
Принудительный выпуск	50—150	100—200
Продувка	120—140	150—250

Данные, по предполагаемым величинам время-сечений и условных скоростей, полученные при расчете процесса газообмена двигателя вновь проектируемого СПДК, необходимо сопоставить с расчетными и экспериментальными данными существующих СПДК и близких по параметрам двигателей внутреннего сгорания с противоположно-движущимися поршнями.

§ 17. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА

Данные, необходимые для расчета:

Высота h_e выпускных окон в мм	20
Высота h_n продувочных окон в мм	17
Величина хода S_b поршня от внутренней кромки выпускных окон до н. м. т. в мм	23,5
Величина хода S_d поршня от внутренней кромки продувочных окон до н. м. т. в мм	18,5
Объем V_b цилиндра в момент открытия выпускных окон в м^3	915 · 10 ⁻⁶
Объем V_d цилиндра в момент открытия продувочных окон в м^3	580 · 10 ⁻⁶
Давление p_b в цилиндре в начале открытия выпускных окон в атм	4,07
Температура T_b в цилиндре в начале открытия выпускных окон в $^{\circ}\text{абс}$	1167
Давление p_k продувочного воздуха в атм	1,5
Температура T_k продувочного воздуха в $^{\circ}\text{абс}$	360
Давление p_r в выпускном трубопроводе в атм	1,05

Остальные данные, необходимые для расчета, известны из предыдущих параграфов.

На фиг. 84 показана гильза цилиндра двигателя с расположением, формой и размерами выпускных и впускных окон. Те и другие окна прямоугольной формы со скругленными углами ($r = 3 \text{ мм}$).

Выпускных окон семь, из них три имеют ширину (по дуге окружности), равную 18 мм, а остальные четыре — 15 мм.

Впускных окон 9, все они имеют одинаковую ширину, равную 22 мм. Моменты открытия и закрытия выпускных окон показаны на увеличенной части графика (фиг. 85) пути поршня по времени (весь график представлен на фиг. 76). В точке 1 начнется открываться выпускные окна. В точке 3 окна открыты полностью. В точке 6 выпускные окна начинают закрываться, и в точке 8 они закрываются полностью. Соответственные моменты открытия и закрытия продувочных окон определяются точками 2, 4, 5 и 7.

Площади сегментов между секущими плоскостями 0-1, 0-2 и 0-3

$$f = \frac{r^2}{2} \left(\frac{\pi}{180} \varphi - \sin \varphi \right)$$

По данным табл. 20 и фиг. 85 подсчитываем зависимость проходных сечений от хода поршня и времени его движения (табл. 21).

Таблица 20

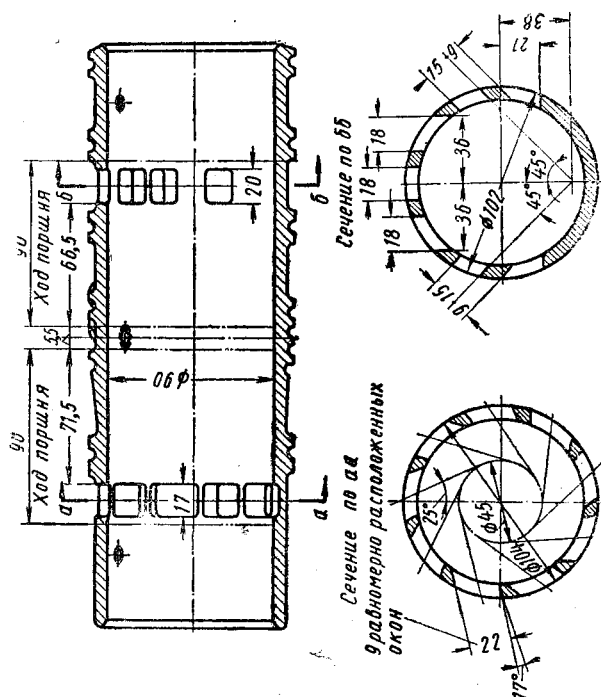
Площадь f в mm^2 открываемой части окон
зависимости от линейной величины x открытия

Выпускные окна							Продувочные окна			
x в мм	Размером 15×20 мм			Размером 18×20 мм			x в мм	Размером 22×17 мм		
	f скрут- ления	f прямо- угольное	Сумма f	f скрут- ления	f прямо- угольное	Сумма f		f скрут- ления	f прямо- угольное	Сумма f
1	3,06	9	12,06	3,06	12	15,06	1	3,06	16	19,06
2	8,25	18	26,25	8,25	24	34,25	2	8,25	32	40,25
3	14,13	27	41,13	14,13	36	50,13	3	14,13	48	62,13
7	14,13	87	101,13	14,13	108	122,13	6	14,13	114	128,13
12	14,13	162	176,13	14,13	198	212,13	11	14,13	224	238,13
17	14,13	237	251,13	14,13	288	302,13	14	14,13	290	304,13
18	20,01	246	266,01	20,01	300	328,01	15	20,01	306	326,13
19	25,20	255	280,20	25,20	312	337,20	16	25,20	322	347,20
20	28,26	264	292,26	28,26	324	352,26	17	28,26	338	366,26

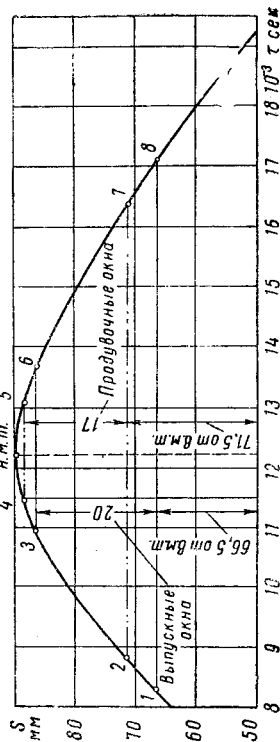
Таблица 21

Преходные сечения окон

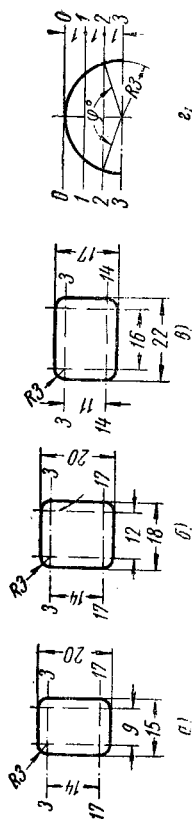
Выпускные окна				Продувочные окна			
Отметка а хода поршня ст в. м. т. в мм	Сечение открытой части окон в см ²	Отметка времени т. 10 ³ сек.		Отметка хода поршня ст в. м. т. в мм	Сечение открытой части окон в см ²	Отметки времени т. 10 ³ сек.	
		Рабочий ход	Возврат- ный ход			Рабочий ход	Возврат- ный ход
66,5	0	8,25	17,10	71,5	0	8,80	16,35
67,5	0,93	8,35	16,95	72,5	1,72	8,90	16,20
68,5	2,02	8,50	16,80	73,5	3,62	9,00	16,05
69,5	3,15	8,60	16,65	74,5	5,60	9,15	15,85
73,5	7,71	9,05	16,05	77,5	11,56	9,50	15,40
78,5	13,41	9,65	18,20	82,5	21,40	10,20	14,50
83,5	19,11	10,35	14,30	85,5	27,40	10,75	13,90
84,5	20,24	10,55	14,10	86,5	29,40	10,90	13,65
85,5	21,32	10,75	13,85	87,5	31,20	11,15	13,40
86,5	22,26	10,90	13,65	88,5	33,00	11,45	13,10
90	22,26	12,20	12,20	90	33,00	12,20	12,20



Фиг. 84. Основные размеры гильзы цилиндра двигателя.



Фиг. 85. Зависимость пути поршня от времени в зонах расположения окон.



Фиг. 86. Расчетные размеры окон

По табл. 21 строим диаграммы зависимости суммарного сечения открываемых выпускных и выпускных окон от времени (фиг. 83). Планиметрированием площадей диаграмм находим располагаемые величины время-сечения. Для этого предварительно определяем масштаб площади диаграммы.

$$M_s = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ сек/см.}$$

Масштаб сечения окон по осям ординат

$$M_f = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{см.}$$

Масштаб площади

$$M = M_s M_f = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-4} = 2,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек/см}^2.$$

Затем подсчитываем время-сечение предварения выпуска:

$$A_0 = f_{ab} M = 0,55 \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} = 1,375 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Зная величину располагаемого время-сечения предварения выпуска, приняв $V_b = 0,75$ и подсчитывая $V = \frac{V_b + V_d}{2} = \frac{0,75 + 0,915}{2} \cdot 10^{-6} = 947,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, по формуле (114) находим величину давления в цилиндре в момент открытия продувочных окон:

$$P_d = \frac{4,07}{\left(\frac{0,75 \sqrt{1167} \cdot 1,375 \cdot 10^{-7}}{0,59 \cdot 947,5 \cdot 10^{-6}} + 0,153 \ln \frac{980}{915} + 1 \right) \frac{1}{0,115}} = 3,47 \text{ атм.}$$

Полученная величина $P_d = 3,47$ лежит в пределах допустимого давления (см. фиг. 82).

Далее задаемся величиной $a = 0,4$ и находим P_d :

$$\frac{P_d - 1,05}{1,5 - 1,05} = 0,4,$$

откуда

$$P_d = 0,4(1,5 - 1,05) + 1,05 = 1,23 \text{ атм.}$$

Задаемся объемом цилиндра в момент начала продувки:

$V'_n = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ при $S = 83 \text{ мм}$ и подсчитываем по формуле (116) время-сечение:

$$A_0' = \frac{1023 \cdot 10^{-6}}{0,75 \sqrt{1167}} \left\{ \left[0,496 + 0,102 \frac{1,05}{1,23} \right] \left(\frac{4,07}{1,05} \right)^{0,115} - 0,59 - 0,09 \ln \frac{1,13}{0,915} \right\} = 28,3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Площадь на диаграмме на фиг. 83, соответствующая полученной величине время-сечения,

$$f = \frac{A_0'}{M} = \frac{28,3 \cdot 10^{-7}}{2,5 \cdot 10^{-7}} = 11,3 \text{ см}^2.$$

Эта площадь получается при ординате времени $10,65 \cdot 10^{-3} \text{ сек.}$ (AB), которой соответствует ход поршня, равный 85 мм (см. фиг. 78) и объем цилиндра

$$V'_n = (8,5 \cdot 2 + 1,1) 63,6 \cdot 10^{-7} = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Разница между V'_n и V_n составляет менее 2%, что допустимо.

Планиметрированием определяем величины площади диаграмм на фиг. 83, справа от ординаты ABB' .

Площадь диаграммы, представляющая собой располагаемое время-сечение принудительного выпуска,

$$f_{впр} = f_{acdefa} - f_{aABa} - f_{gef} = 58,74 - 8,1 - 0,82 = 49,82 \text{ см}^2.$$

Располагаемое время-сечение принудительного выпуска

$$A_{впр} = 49,82 \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} = 125 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Площадь диаграммы, представляющая собой располагаемое время-сечение продувки (справа от ординаты BB') $f'_n = 58,6 \text{ см}^2$.

Располагаемое время-сечение продувки

$$A_{пр} = 58,6 \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} = 147 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

Необходимо время-сечение продувки по формуле (117)

$$A_1 = \frac{V_{n0} P_0 \sqrt{T_k}}{\mu_n \psi_n P_k T_0 \sqrt{R}}.$$

Выбираем $\mu_n = 0,75$.

По фиг. 81 для отношения

$$\frac{P_d}{P_k} = \frac{1,23}{1,5} = 0,82$$

находим $\psi_n = 1,7$; тогда

$$A_1 = \frac{1,14 \cdot 10^{-3} \cdot 1,6 \cdot 1,033 \sqrt{300}}{0,75 \cdot 1,7 \cdot 1,5 \cdot 288 \sqrt{29,27}} = 121 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек.}$$

т. е. на $26 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 \text{ сек}$ меньше, чем располагаемое время-сечение.

Потребное время-сечение при принудительном выпуске по формуле (118)

$$A_2 = (V_{n0} T_0 - G_{a0}) \frac{\sqrt{RT_d}}{\psi_n \psi_n P_d}.$$

Предварительно подсчитываем:

1) температуру газов в начале продувки

$$T_n = T_b \left(\frac{P_d}{P_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1167 \left(\frac{1,23}{4,07} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 825^\circ \text{ аС};$$

2) среднюю за процесс температуру в цилиндре

$$T_d = -T_n \frac{1 - e^{\frac{\ln T_d}{T_n}}}{\ln \frac{T_d}{T_n}} = -825 \frac{1 - e^{-0,765}}{-0,765} = 576^\circ \text{ аС};$$

3) вес газа, вытекающего за период свободного выпуска,

$$G_{в0} = \frac{P_b V_b}{RT_b} - \frac{P_d V_n}{RT_n} = \frac{4,07 \cdot 10^4 \cdot 915 \cdot 10^{-6}}{29,27 \cdot 1167} - \frac{1,23 \cdot 10^4 \cdot 1150 \cdot 10^{-6}}{29,27 \cdot 825} = 504 \cdot 10^{-6} \text{ кг};$$

4) удельный вес воздуха

$$\gamma_0 = \frac{p_0 10^4}{R T_0} = \frac{1.033 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 288} = 1,22 \text{ кг/м}^3;$$

5) отношение

$$\frac{p_r}{p_u} = \frac{1,05}{1,23} = 0,855.$$

Для $\frac{p_r}{p_u} = 0,855$ по фиг. 81 находим $\psi_b = 1,55$. В формулу (118) подставляем известные величины, в том числе $A_2 = A_{2p}$ и находим значение γ_b

$$125 \cdot 10^{-7} = (1,14 \cdot 10^{-3} \cdot 1,22 \cdot 1,6 - 504 \cdot 10^6) \gamma_b \cdot 1,55 \cdot 1,23 \cdot 10^4,$$

откуда $\gamma_b = 0,94$.

Средние за процесс условные скорости воздуха и газов при движении их через выпускные и продувочные окна:

1) для свободного выпуска удельный объем воздуха

$$V_0 = \frac{1}{\gamma_0} = \frac{1}{1,22} = 0,82 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$w_b = \frac{G_{b0} V_0}{A_0} = \frac{504 \cdot 10^{-6} \cdot 0,82}{28,3 \cdot 10^{-7}} = 146 \text{ м/сек};$$

2) для продувки

$$w_1 = \frac{\varphi V_h}{A_{1p}} = \frac{1,6 \cdot 1,14 \cdot 10^{-3}}{147 \cdot 10^{-7}} = 124 \text{ м/сек};$$

3) для принудительного выпуска

$$w_2 = \frac{\varphi V_h - G_{b0} V_0}{A_{2p}} = \frac{1,6 \cdot 1,14 \cdot 10^{-3} - 504 \cdot 10^{-6} \cdot 0,82}{125 \cdot 10^{-7}} = 113 \text{ м/сек}.$$

Полученные величины условных скоростей лежат в допустимых пределах (табл. 19).

Результаты расчета процесса газообмена

Время-сечения в м²сек:

$$\begin{array}{ll} \text{предварения выпуска} & \dots \dots A_0 = 1,375 \cdot 10^{-7} \\ \text{продувки} & \dots \dots A_{1p} = 147 \cdot 10^{-7} \\ \text{принудительного выпуска} & \dots \dots A_{2p} = 125 \cdot 10^{-7} \end{array}$$

Давление в цилиндре в момент открытия продувочных окон в атмосфере

$$p_d = 3,47$$

Средняя условная скорость газа в м/сек:

$$\begin{array}{ll} \text{во время свободного выпуска} & w_b = 146 \\ \text{во время продувки} & w_1 = 124 \\ \text{во время принудительного выпуска} & w_2 = 113 \end{array}$$

ГЛАВА VI

ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ДЕТАЛИ ДИЗЕЛЬ-КОМПРЕССОРОВ СО СВОБОДНО ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

§ 18. КОРПУСЫ ЦИЛИНДРОВ И ГИЛЬЗЫ

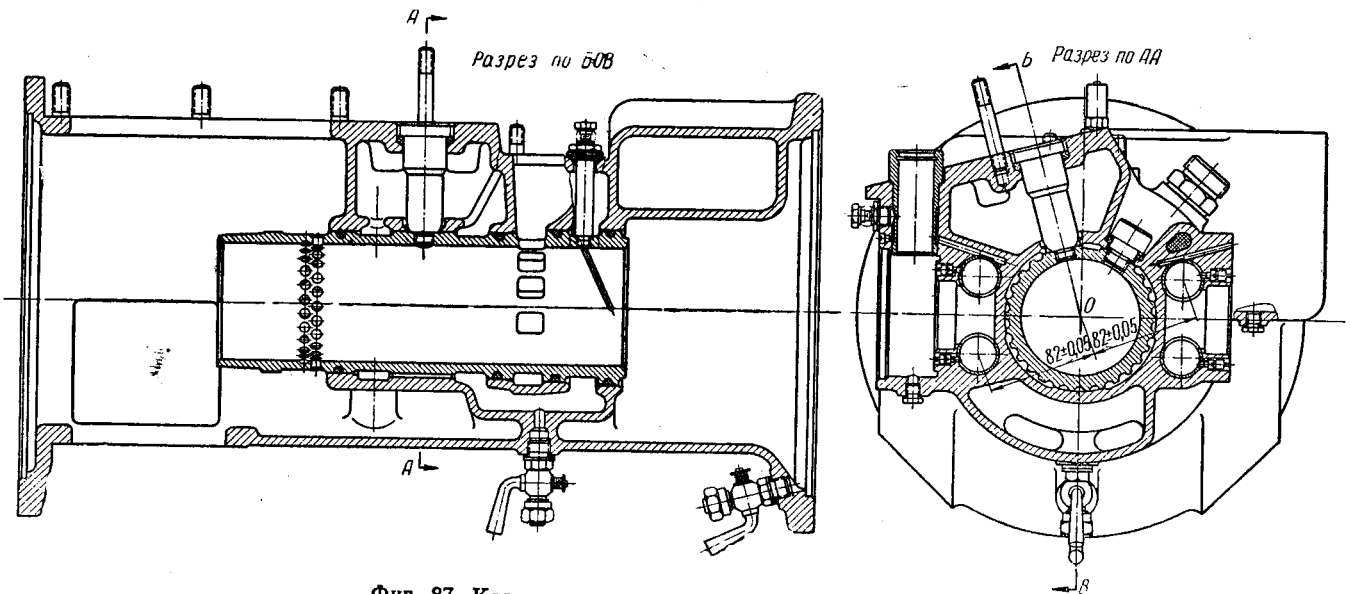
Рабочие процессы в СПДК протекают в цилиндре двигателя и в цилиндрах продувочных насосов, в компрессорных и буферных цилиндрах. Стенки цилиндров являются направляющими поверхностями для поршней.

Как правило, наиболее ответственная часть цилиндра выполняется в виде отдельной гильзы, вставляемой в корпус цилиндра. При этом требования к качеству материала чугунных отливок корпусов цилиндров значительно снижаются, а для гильз подбирается материал высокой износостойкости, прочности, обрабатываемости и допускающий применение сложной термической обработки.

При конструировании стремятся обеспечить минимальное количество разъемов в корпусах цилиндров дизель-компрессора.

Корпус двигателя является одновременно остовом дизель-компрессора, к которому крепятся все главные детали и вспомогательные агрегаты. Большая часть внутренней полости корпуса используется как сборник продувочного воздуха. В отливке корпуса имеются водяные рубашки для охлаждения гильзы цилиндра и коллектор для выпускных газов. Эти полости разделены один от другого литыми перегородками. Наружные стенки корпуса испытывают разрывающие усилия от давления продувочного воздуха и воздуха компрессорных цилиндров. Корпус также воспринимает вибрации рамы автоприцепа и значительные динамические нагрузки, возникающие при движении по неровной дороге с большой скоростью.

В силу перечисленных причин отливка корпуса двигателя должна обладать конструктивной жесткостью, достаточной прочностью и должна быть совершенно герметичной при возможно малом весе. Жесткость корпуса также имеет большое значение при механической обработке, она необходима для получения высокой точности и чистоты обработанных поверхностей, для надежного



Фиг. 87. Корпус двигателя дизель-компрессора 1ДК.

закрепления на станках и в приспособлениях без вредных деформаций.

Конструкция корпуса двигателя должна соответствовать современным требованиям, предъявляемым к блок-картерам двигателей внутреннего сгорания автомобильного типа. На таком же высоком уровне должна находиться технология изготовления детали.

Однако технология изготовления блок-картера многоцилиндрового автомобильного двигателя значительно сложнее, чем корпуса двигателя дизель-компрессора, который даже при крупносерийном производстве можно обрабатывать на универсальных расточных станках (с применением относительно недорогих приспособлений).

Основная технологическая трудность при механической обработке состоит в обеспечении точного взаимного расположения отверстий во втулках для реек синхронизирующего механизма и оси отверстий для установки гильзы цилиндра, а также перпендикулярных к ним отверстий для подшипников шестерен синхронизирующего механизма. Точность обработки этих отверстий обеспечивает правильность зубчатого зацепления реек и шестерен и устраняет заклинивания и перекосы реек и поршневых групп во время работы. При недостаточной точности обработки неизбежен увеличенный износ этих деталей и трудный пуск дизель-компрессора.

На фиг. 87—89 приведены примеры выполнения корпусов.

Для изготовления корпуса двигателя и корпусов компрессорных цилиндров, при вставных гильзах, применяется серый чугун СЧ 21-40 по ГОСТу 1412-54. Технические условия на отливки корпусов двигателя те же, что и на отливки блок-картеров автомобильных или тракторных дизелей со вставными гильзами.

При необходимости снизить вес для корпусов дизель-компрессора может быть применен алюминиевый сплав типа силумин.

Гильзы цилиндров двигателя обычно мокрые, т. е. омываемые снаружи охлаждающей водой. Ввиду высоких максимальных давлений сгорания в дизель-компрессорах гильзы, как правило, изготовляют из стали с последующей закалкой рабочей поверхности токами высокой частоты для получения высокой поверхностной твердости. Также можно применять азотирование или хромирование рабочей поверхности гильзы цилиндра.

При недостаточной твердости на поверхности стальной гильзы образуются задиры.

На фиг. 90 показана гильза дизель-компрессора 1ДК, изготовленная из стали 40Х с закалкой рабочей поверхности цилиндра токами высокой частоты до твердости $H_{RC} \geq 52$.

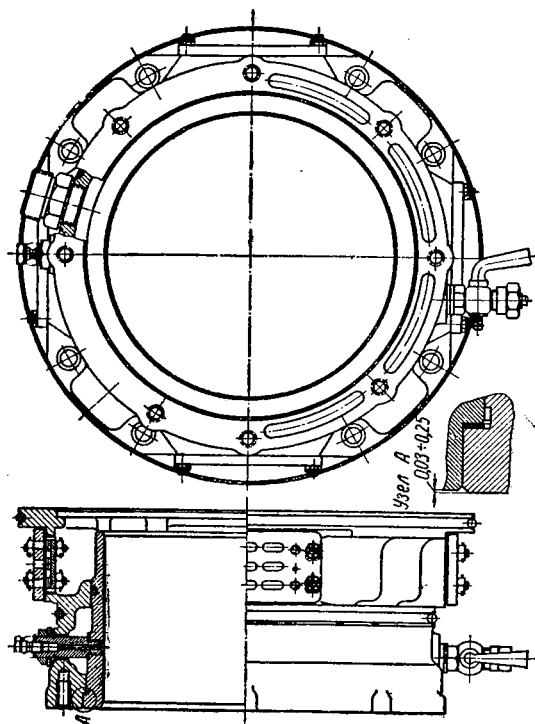
Попытки применить для дизель-компрессоров 1ДК и 2СК 180/385-9 гильзы, изготовленные из высоколегированного чугуна с закалкой и отпуском, не привели к положительным результатам из-за появления трещин, вследствие высоких напряжений, возникающих в особенности при пуске.

Иногда применяют биметаллические гильзы дизельных цилиндров. Например, в дизель-компрессоре ДК-2 в гильзу из стали 45 запрессована втулка из чугуна СЧ 28-48 твердостью $H_B = 187 \div 241$.

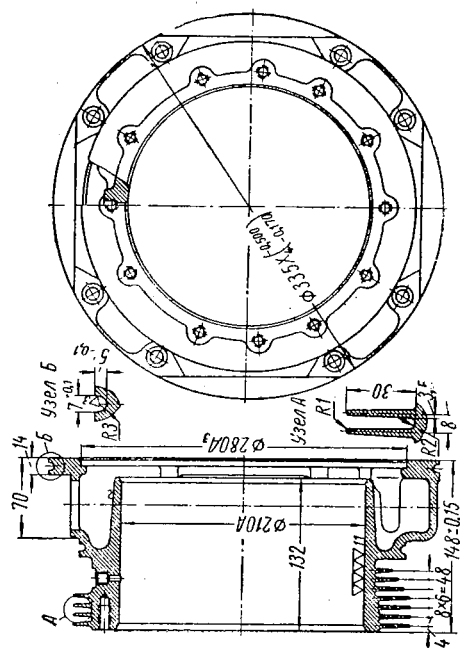
Наружная стальная оболочка гильзы придает необходимую прочность деталям, а внутренняя чугунная поверхность обеспечивает продолжительность и увеличивает прирабатываемость и увеличивает приработку гильзы.

работы гильзы. Хорошие результаты могут быть получены при запрессовке в стальную гильзу втулки из легированного чугуна с последующей пиллинга токами высокой частоты.

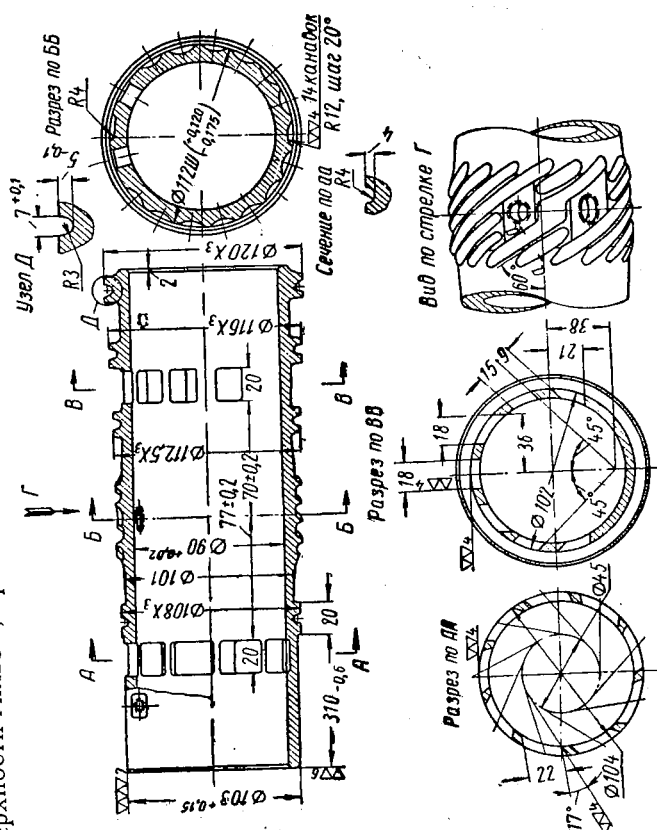
Возможно также применять пористое хромирование рабочей поверхности гильзы, при помощи которого износ может быть умень-



Фиг. 88. Корпус компрессорного цилиндра и продувочного насоса дизель-компрессора 1ДК.



Фиг. 89. Корпус компрессорного цилиндра и продувочного насоса с воздушным охлаждением дизель-компрессора 1ДК.



Фиг. 90 Гильза дизельного цилиндра дизель-компрессора 1ДК.

шен в 4—8 раз по сравнению с износом гильзы, изготовленной из незакаленного чугуна. Покрытие сильно повышает стойкость гильзы против коррозии при применении топлив с увеличенным содержанием серы.

Цилиндры растачивают и шлифуют с высокой точностью, а затем хонингуют для устранения следов режущего инструмента. Обычно допуск на диаметр отверстия гильзы не превышает 25—35 мк. Отклонения от геометрически правильной формы цилиндра (конусность, овальность) не должны превышать допуска на диаметр цилиндра. При этом наибольшие диаметры оснований конусов не могут быть допущены в концах гильзы.

Высота неровностей на рабочей поверхности зеркала гильзы не более 0,65 мк (ГОСТ 2789-51).

Для предупреждения появления задиров на рабочей поверхности цилиндра должна быть не более $0,03 \text{ мк}$ (100 микрон).

пресорных цилиндров от оси цилиндра двигателя отверстие гильзы дизель-компрессора ДК-2 выполнено не цилиндрическим, а состоящим из двух конусов, обращенных вершинами один к другому. От цилиндрического пояса в центре гильзы шириной 30—120 мм диаметр гильзы, имеющей общую длину 630 мм, увеличивается от $115,2^{+0,035}$ до $115,18^{+0,04}$ мм. Заданную конусность получают развертыванием отверстия с двух сторон конусной разверткой.

Стенки гильзы имеют переменную толщину. В области камеры сгорания толщина стенок увеличивается. Часто с целью дополнения наружного упрочнения и улучшения отвода тепла в этой зоне на теплых резинových колес стенки также имеют утолщения, в которых выточены канавки для колец. Эти утолщения используются как установочные пояса.

Впускные и выпускные окна обычно прорезают фрезой и придают им прямоугольную форму со скругленными углами. Впускные окна круглой формы имеют существенные технологические преимущества. Однако чаще применяются окна прямоугольной формы, при которой достигаются большие проходные сечения.

Иногда на рабочей поверхности цилиндра прорезают спиральные смазочные канавки. Однако эти канавки очень быстро заплывают коксовыми и смолистыми отложениями. Опыт показал, что гильзы без канавок работают так же хорошо, как и с канавками, поэтому выполнять сложную трудоемкую операцию прорезания канавок не рекомендуется.

Для уплотнения водяных рубашек вокруг гильзы применяют кольца из круглой резины, обладающей высокой теплоустойчивостью и бензо-маслостойкостью. В особенно тяжелых условиях работают два кольца, уплотняющие гильзу в области выпускных окон.

Особую конструктивную форму имеет цилиндр двигателя дизель-компрессора Приморец-М (фиг. 91). Он отлит вместе с гильзой цилиндра, водяными рубашками и патрубками для размещения водяных рубашки корпусов цилиндров всех СПДК до установок в них гильз и после установок подвергают гидравлическим испытаниям при давлении до 6 атм.

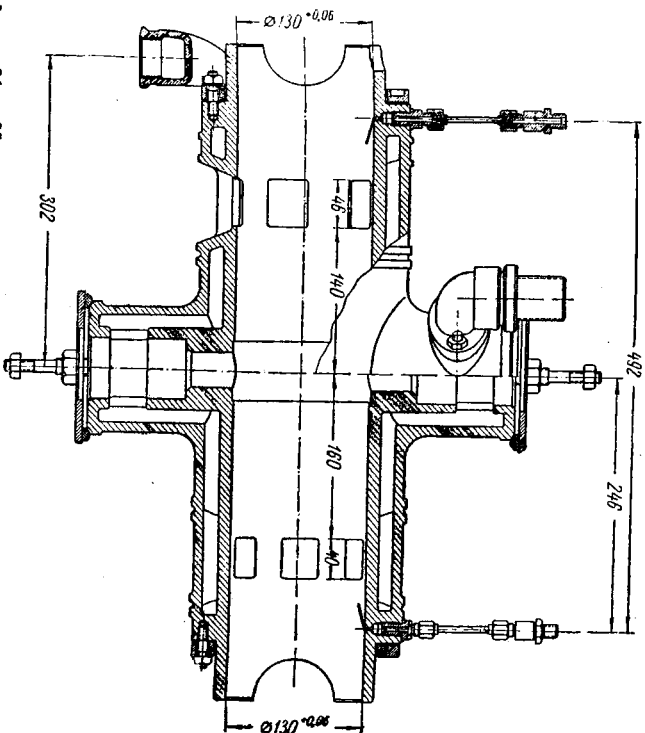
Гильзы компрессорных цилиндров обычно делают мокрыми типа. Для компрессоров низкого давления их отливают из серого чугуна СЧ 21-40. Наилучшие результаты получаются при центробежной отливке, так как брак из-за пористости и механических включений резко уменьшается.

Тепловое и механическое напряжение гильз компрессорных цилиндров значительно меньше, чем гильз цилиндров двигателя; однако требования к точности и качеству поверхности зеркала цилиндра остаются такими же.

Устройство уплотнений гильзы показано на фиг. 88. Между крышкой или клапанной плитой компрессорного цилиндра и бур-

том гильзы устанавливают паронитовую прокладку. Для обеспечения надежного уплотнения бурт гильзы должен выступать над плоскостью корпуса цилиндра на 0,03—0,25 мм.

Гильзы цилиндров рассчитываются на прочность по максимальной возможной давлению P_z газов или воздуха внутри цилиндра. Для цилиндра двигателя таким расчетным давлением



Фиг. 91. Цилиндр двигателя дизель-компрессора Приморец-М является максимальной величина P_z , получаемая при наибольшем значении степени сжатия и полной нагрузке:

$$\sigma = \frac{p_d}{2\delta},$$

где d — внутренний диаметр цилиндра в см;
 δ — толщина стенки гильзы (без ребер) в см.

Обычно толщину стенки гильзы двигателя назначают не по условиям прочности, а по конструктивным и технологическим соображениям, поэтому при проверочном расчете гильзы получаются довольно значительные запасы прочности. Однако фактические местные напряжения в элементах гильзы при этом могут быть весьма значительными. Также имеет значение и неравномерная высокая тепловая напряженность, определяющая неравномерные местные удлинения.

При расчете гильзы компрессорного цилиндра в формулу подставляют величину максимального давления в компрессорном цилиндре.

Болты и шпильки, крепящие компрессорные цилиндры к корпусу двигателя, рассчитывают на максимально возможное давление в компрессорных цилиндрах. При этом подсчитывают величину разрывающего усилия:

$$P = p_1 F_1 + p_2 F_2 + \dots + p_n F_n$$

где p_1, p_2, \dots, p_n — расчетные давления воздуха в компрессорных цилиндрах (по ступеням сжатия);

F_1, F_2, \dots, F_n — соответствующие площади поршней компрессорных цилиндров (по ступеням сжатия).

После этого определяют напряжение в болтах или шпильках крепления с учетом предварительной затяжки:

$$\sigma = \frac{1,2P}{f d i},$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий увеличение напряжения от предварительной затяжки;

f — площадь поперечного сечения болтов в см^2 по внутреннему диаметру резьбы;

i — количество болтов в соединении.

Не рекомендуется применять шпильки или болты диаметром менее 12—14 мм. При частых разборках и сборках болты и шпильки малых диаметров быстро выходят из строя.

Напряжения в болтах допускаются не выше 1000—1500 кг/см^2 . При этом предполагается, что при сборке болты затягивают равномерно и перекрестно с применением для контроля динамометрического ключа, в противном случае трудно добиться плотного соединения деталей, исключаящего утечки воздуха и охлаждающей воды.

§ 19. ПОРШНИ

Поршни двигателей с противоположно движущимися поршнями испытывают высокое тепловое напряжение. Объясняется это тем, что поверхность камеры сгорания в основном образуется днищами поршней и лишь небольшой кольцевой поверхностью гильзы цилиндра, омываемой снаружи охлаждающей водой. Поэтому основное количество выделяемого при сгорании тепла воспринимается головками поршней. В процессе выпуска и в начальной стадии продувки поршни также усиленно омываются выпускными газами. Днища поршней подвергаются непосредственному воздействию впускных и горящих частиц топлива.

Большая скорость движения, высокие температуры и давления газов, дополнительное тепло, выделяемое от трения поршневых колец, прижимаемых к стенкам цилиндра с большим давлением от газов, проникающих в их зазоры, затруднительность осуществления надежной жидкостной смазки поршня и колец создают особые тяжелые условия, в которых работает поршень двигателя и его уплотняющие кольца.

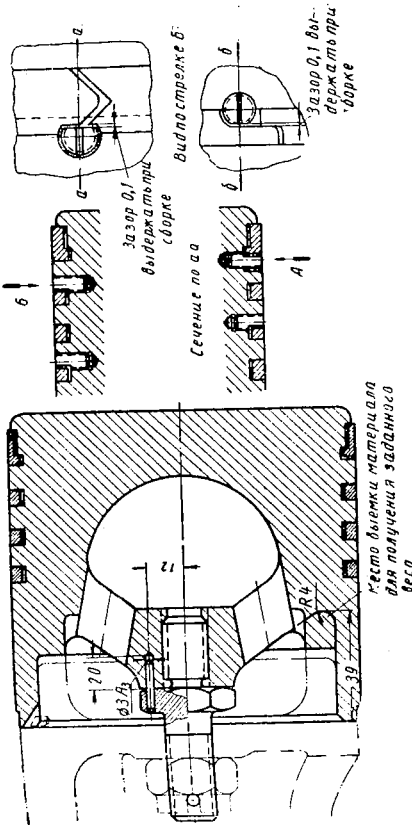
Для обеспечения высокой цикличности дизель-компрессора поршни должны быть возможно малого веса.

Необходимо, чтобы материал поршней и колец имел высокую стойкость при истирании, а также высокую прочность.

Обеспечение стойкости поршней становится все более трудной задачей по мере увеличения наддува, повышения цикличности или степени сжатия, так как при этом опасность тепловых разрушений значительно увеличивается.

Повышение температуры поршня ведет к снижению прочности. Повышению температурных напряжений, ухудшению металла, увеличению температурной опасности, к тепловой эрозии металла, долей смазки и, что наиболее опасно, к тепловой эрозии металла.

сечение по $\delta\delta$ вид по стрелке А



Фиг. 92. Поршень двигателя дизель-компрессора ДК-2.

С другой стороны, повышение температуры поверхности днища поршня существенно улучшает протекание процесса сгорания. При этом быстрее сгорают отложения продуктов окисления топлива и смазочных масел на поверхности поршня и колец, т. е. происходит очищение поршней от вредных отложений.

Таким образом, при конструировании дизель-компрессора не ставится задача предельно возможного охлаждения поршней. Интенсивность охлаждения должна сочетаться с высокой тепловой стойкостью металла поршня и колец и быть минимальной, предохраняющей от появления тепловой эрозии. При этом выполняются и все необходимые конструктивные и технологические мероприятия по увеличению срока службы поршневой группы, которым определяется величина межремонтных периодов.

В практике конструирования дизель-компрессоров используются различные способы обеспечения тепловой стойкости поршней при относительно высоких температурах днища.

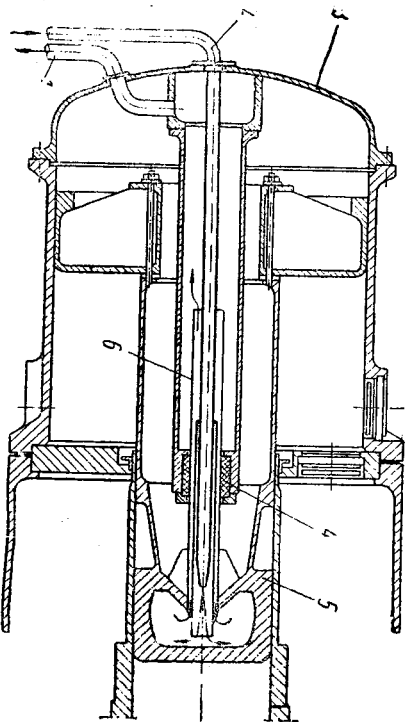
Прежде всего стремятся обеспечить интенсивный отвод тепла в стенки цилиндра через поршневые кольца и поверхности юбок. Для этого применяют жаровые кольца (фиг. 92).

Широкое жаровое кольцо воспринимает на себя большую часть теплового потока, идущего от днища поршня, и переносит его на

стенки цилиндра. Через масляное днище поршня и его стенки тепло быстро передается широким компрессионным кольцам, юбке поршня и стенкам цилиндра. Некоторая часть тепла через широкие посадочные пояса передается и в соответствующие компрессорные поршни первой и второй ступеней.

Отвод тепла от днища поршня с помощью масла, применяющийся на форсированных дизелях, и, как правило, в СПГГ, вполне применим и в СПДК.

На фиг. 93 показана схема масляного охлаждения поршня СПГГ.



Фиг. 93. Схема масляного охлаждения поршня двигателя СПГГ.

По трубе 2, закрепленной в крышке 3 буферного цилиндра и расположенной вдоль оси поршней, охлажденное масло подается в поршень 5 двигателя под давлением. Масло, выходящее из соплового наконечника трубы, с силой ударяется в днище поршня, интенсивно омывает его поверхность, отнимая от нее тепло, и вытекает по трубе 6 в маслоприемник в крышке цилиндра. Далее по трубе 1 нагретое масло откачивается в холодильник. Труба 6 закреплена в поршне и движется вместе с ним; для уплотнения трубы служит сальник 4.

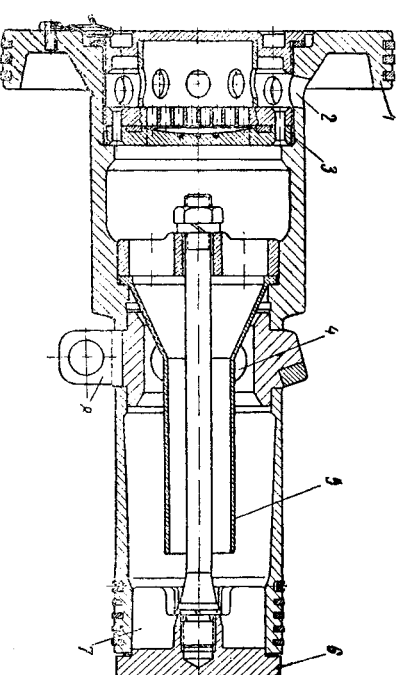
При таком способе охлаждения днище и стенки поршня должны иметь малую толщину. Масляное охлаждение благоприятно влияет на работу поршневых колец, так как их температура значительно понижается и улучшаются условия смазки.

Струйное масляное охлаждение поршней позволяет сильно форсировать рабочий процесс; при этом можно обеспечить невысокий температурный режим днища поршня, позволяющий применять обычные чугуны без жаропрочных наклеек.

Струйное охлаждение поршней из черных металлов позволяет делать относительно малые зазоры между поршнем и гильзой цилиндра вследствие малого изменения размеров поршня при нагревании в относительно небольшом интервале температур.

При струйном охлаждении тонкостенных поршней их прогрев в период пуска происходит быстро, так как при этом режиме малое охлаждение работает еще неинтенсивно.

Недостатком масляного охлаждения является относительно усложнение конструкции дизель-компрессора, особо сложными сальниковыми уплотнениями труб, отводящих масло; кроме того, необходимо применять дополнительный масляный насос, фильтры, маслоохладители и емкость для масла. Если это же масло используется и для смазки дизель-компрессора, то необходимо применять качественные комплексные присадки к смазочному маслу, предохраняющие его от вредных последствий окисления, так как окисле-



Фиг. 94. Поршневая группа дизель-компрессора ДК с воздушным охлаждением поршня двигателя.

ние масла происходит ускоренно ввиду постоянного контакта с нагретыми днищами поршней.

По имеющимся в литературе сведениям [30], струйное охлаждение позволяет добиваться высокой стойкости поршней двухтактных двигателей при литровой мощности до 32 л. с./л и поршневой мощности до 45 л. с./ dm^2 . Опыт показывает, что необходима тщательная работа над конструкцией форсунок или сопла трубы, подающей масло для охлаждения поршня, профилем и расположением внутренних ребер на днище поршня для обеспечения равномерного охлаждения.

В дизель-компрессоре ДК разработано внутреннее охлаждение поршней воздухом, поступающим из продувочного насоса в сборник (фиг. 94).

При ходе нагнетания в продувочном насосе воздух из цилиндра устремляется в отверстия 2 в компрессорном поршне 1, внутри которого установлена клапанная плита 3 с выпускными клапанами. Из клапанов воздух поступает в направляющую трубу 5. Струи воздуха, вытекающие с большой скоростью из трубы, омывают днище 6 поршня двигателя и поверхности охлаждающих ребер 7, отнимая у них тепло. Нагретый воздух движется в кольце-

вом зазоре между наружной поверхностью трубы 5 и стенками поршня, затем через сквозные прорезы 4 в стенках траверзы 8 выходит в сборник продувочного воздуха.

Испытания показали высокую эффективность этого нового способа охлаждения поршней, имеющего по сравнению с масляным охлаждением следующие преимущества:

- 1) не требуется специальных механизмов для обеспечения циркуляции, фильтрации и охлаждения охлаждающего агента;
- 2) отсутствуют специальные трубопроводы с подвижными сальниковыми уплотнениями;
- 3) на внутренних поверхностях поршней не образуется кокс;
- 4) вес поршневых групп не увеличивается;
- 5) днища поршней при пуске дизель-компрессора быстро прогреваются;
- 6) не требуется ухода за системой охлаждения;
- 7) повышается надежность охлаждения.

Головка поршня дизель-компрессора 1ДК выполнена в виде легкосъемной жаровой накладки из стали 1Х18Н9, снабженной охлаждающими ребрами. Юбка отлита из ковкого чугуна, применяемого Ярославским автозаводом для поршней дизеля ЯАЗ-204.

Поршни с жаровыми накладками из жаропрочных материалов допускают высокую температуру днища поршня, что способствует достижению хорошей топливной экономичности дизель-компрессора и общему хорошему протеканию процесса сгорания.

Опыт доводки поршней дизель-компрессора 1ДК показал, что большое значение для обеспечения работоспособности первого компрессионного кольца имеет ширина пояса над этим кольцом, которая, по аналогии с автомобильными дизелями, не должна быть меньше $0,15D_a$ (где D_a — диаметр цилиндра). Для дизель-компрессора 1ДК эта высота равна 19 мм, что составляет $0,21D_a$. При таком размере пояса жаровое кольцо не нужно.

Для повышения износостойкости поршней поверхности канавок для компрессионных колец закаляют токами высокой частоты. Для предупреждения задиров наружные трущиеся поверхности поршня электролитическим методом покрывают слоем олова, свинца или другого легкоплавкого металла толщиной около 0,02 мм. Толщина покрытия не должна быть чрезмерно большой, так как возможно его отслоение.

Поршни дизель-компрессоров изготавливают из серого и ковкого чугуна, легких сплавов и стали.

Поршни из серого чугуна перлитной структуры с мелкими выделениями графита применяются для двигателей и для низкоступеней сжатия компрессоров (до третьей включительно). Вес поршней из серого чугуна значительно больше веса поршней из легких сплавов, из ковкого чугуна или из стали.

Для улучшения структуры, механических свойств и жаропрочности и предупреждения отбеливания чугуна применяют присадки никеля, хрома, а в некоторых случаях и молибдена.

Твердость поверхности чугунного поршня $H_{RB} = 85 \div 100$.

Поршни из ковкого чугуна применяют в тех случаях, когда требуется повышенная прочность и жаростойкость. Ковкий чугун рекомендуется для поршней дизелей. Фрикционные качества и твердость поршней из ковкого чугуна не ниже чем поршней из серого чугуна.

Поршни из ковкого чугуна, отлитые по технологии Ярославского автомобильного завода для дизель-компрессора 1ДК оказались более прочными, жаростойкими и износостойкими, чем изготовленные из серого чугуна. Их вес был меньше на 25—30%.

Поршни с жаровыми накладками для двигателя целесообразно выполнять по типу, показанному на фиг. 94. Жаропрочные стали типа 1Х18Н9 имеют плохие фрикционные свойства. Они очень вязки, особенно при высоких температурах, и поэтому легко навлакиваются на рабочую поверхность цилиндра. Зазор между накладкой и рабочей поверхностью цилиндра должен быть настолько велик, чтобы не происходило трения накладки о гильзу. Попытки изготовить головку поршня из жаропрочной стали с размещением в ней компрессионных колец не привели к положительным результатам ввиду задиров головки поршня.

Стяжная шпилька устанавливается в жаровой накладке на нормальной метрической резьбе и предохраняется от отворачивания сильной пружинной шайбой.

Между накладкой и корпусом поршня устанавливается уплотняющая прокладка из стали 1Х18Н9 толщиной 1,5—2 мм.

Поршни из алюминиевых сплавов для компрессорных цилиндров обладают такими же качествами как и поршни из серого чугуна, но имеют большую стоимость. Алюминиевые сплавы применяются для поршней в том случае, когда необходимо увеличить цикличность дизель-компрессора.

Для форсирования двигателей дизель-компрессоров применение поршней из алюминиевых сплавов связано с большими трудностями. Прежде всего приходится применять сплав типа АК-4 в виде штампованных заготовок для обеспечения высокой механической прочности поршня. Не исключается также необходимость применения жаровых накладок. Расстояние между компрессионными кольцами должно быть значительно увеличено во избежание деформации и поломки перемычек между кольцами, ввиду высоких значений p_z , особенно в моменты пуска, когда степень сжатия в цилиндре двигателя может достигать 30 и более. Толщина стенок юбки поршня и стенок в области размещения поршневых колец должна быть также значительно увеличена. В результате этого существенного снижения веса поршня по сравнению с чугунным не получается, а трудности при экспериментальной доводке зазоров и обеспечению работоспособности значительно увеличиваются.

Поршни из алюминиевых сплавов менее износостойки по сравнению с чугунными.

При высоких температурах механические свойства поршней из алюминиевых сплавов резко ухудшаются; например, при изменении температуры с 15 до 350°C предел прочности при растяжении снижается

жается для алюминиевых сплавов, примерно, на 65—70%, а для чугуна — на 18—20%.

Коэффициент линейного расширения для алюминиевых сплавов составляет $(17 \div 25) \cdot 10^{-6}$, а для чугуна $(11 \div 12) \cdot 10^{-6}$. В результате при нагревании внутреннее напряжение закрепленного алюминиевого поршня в 1,5—2 раза больше, чем чугунового. Зазор между поршнем и гильзой цилиндра при алюминиевом поршне должен быть больше, чем при чугунном, что ухудшает условия работы колец, особенно в пусковой период.

Поршни из стали с успехом применяются для СПГГ. Имеются также примеры применения стальных поршней в автомобильных двигателях внутреннего сгорания. По опыту фирмы Форд стальные поршни при несколько меньшем весе, чем у таких же алюминиевых поршней, обладают большей износостойкостью и прочностью и стоят дешевле.

Известно много стальных сплавов, полностью соответствующих разнообразным требованиям, предъявляемым к поршневым материалам.

Поршни из стали изготавливают литыми, коваными или сварными.

Конструкция поршней двигателя СПДК отличается простотой по сравнению с поршнями двигателей с шатунно-кривошипными механизмами.

Поршень СПДК состоит из четырех основных частей:

- 1) днища поршня — части, образующей камеру сгорания в цилиндре и воспринимающей давление газов;
- 2) уплотняющей части, в которой расположены канавки для поршневых колец;
- 3) юбки поршня с направляющим поясом;
- 4) посадочно-крепёжной части.

Как правило, днища поршней СПДК выполняются плоскими. В отдельных случаях, при большом диаметре цилиндра и небольшой дальности форсунок, целесообразно применять вогнутые днища поршней, с тем чтобы приблизить камеру сгорания к сферической форме и предотвратить соприкосновение наиболее широкой части факела распыленного топлива с поверхностями днищ поршней.

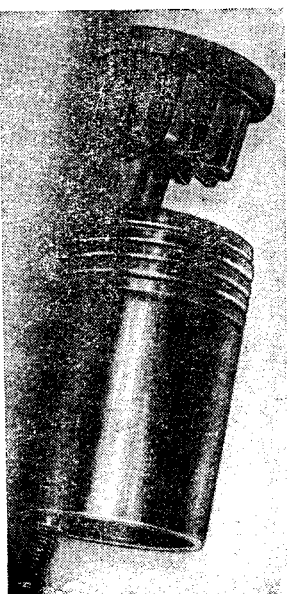
Следует иметь в виду, что обработка вогнутых днищ усложняется, а поверхность поршня, воспринимающая тепло, увеличивается.

У поршня дизель-компрессора 1ДК днище выполнено в виде съёмной жаровой накладки (фиг. 95). Стальная шпилька, установленная на резьбе в днище, стягивает всю поршневую группу в единый узел.

Для охлаждения на внутренней поверхности днища имеются ребра.

Днища чугунных поршней дизель-компрессоров ДК-2 и Проморес-М делаются массивными для облегчения отвода тепла от поверхности днища.

Цилиндрическая поверхность днища поршня до первого компрессионного кольца не должна касаться рабочей поверхности цилиндра во время работы дизель-компрессора, так как ввиду высокой температуры не может быть обеспечена смазка этой поверхности. Однако зазор между этим поясом и зеркалом цилиндра не должен быть чрезмерно велик, так как в противном случае первое компрессионное кольцо будет испытывать большую нагрузку от давления газов и перегреваться. Иногда для снижения температуры первого компрессионного кольца в головке поршня делают кольцевую выточку шириной до 1,5 мм, которая является воздуш-



Фиг. 95. Поршень двигателя дизель-компрессора 1ДК.

ным экраном, затрудняющим передачу тепла от днища поршня к кольцу.

Уплотняющей частью поршня является та его часть, в которой расположены компрессионные кольца, т. е. от верхней кромки первой канавки до нижней кромки последней канавки. В этой части пояса между поршневыми канавками выполняются различного диаметра с учетом неравномерности их нагревания и расширения. Верхние пояса имеют меньшие размеры, нижние — большие. Иногда уплотняющая часть поршня выполняется конусной. Так, у поршня дизель-компрессора ДК-2 конусная образующая начинается с нижней кромки канавки для огневого кольца, где контрольный диаметр $114,5 \pm 0,02$ мм на длине 56 мм увеличивается до диаметра $114,8^{+0,03}_{-0,04}$ мм.

Число канавок для колец зависит от величины давления в цилиндре и числа циклов. Также имеет значение и величина диаметра цилиндра. При малых диаметрах уплотняющая способность колец несколько снижается, поэтому количество их увеличивают.

Ширина термичек между соседними канавками у чугунных и стальных поршней должна быть не менее высоты кольца, а у алюминиевых — не менее чем 1,5—2 высоты кольца.

Направляющий пояс поршня дизель-компрессора не воспринимает боковых усилий, поэтому его стремятся сделать как можно меньше, чтобы компенсировать возможное смещение осей цилиндров за счет зазоров между поршнем и гильзой цилиндра.

В результате экспериментальной доводки у дизель-компрессора 1ДК ширина направляющего пояса принята 5 мм. У дизель-компрессора ДК-2 направляющий пояс состоит из цилиндрической части шириной 27 мм и конической шириной 16 мм.

Величина зазора между направляющей частью поршня и рабочей поверхностью цилиндра зависит от температуры трущейся части и коэффициента линейного расширения металла поршня.

За направляющим поясом юбка поршня протачивается на всей оставшейся длине с таким расчетом, чтобы не возникло трения между поршнем и рабочей поверхностью цилиндра.

Посадочно-крепежные части поршня выполняются различно. Чаще всего соединения поршня двигателя с поршнем компрессора осуществляют посадкой поршня двигателя на внутренней выточке в конце юбки на соответствующую центрирующую цилиндрическую поверхность хвостовика поршня компрессора или промежуточной детали. Крепление поршня осуществляется шпилькой, как у дизель-компрессоров 1ДК и ДК-2 (см. фиг. 92, 94 и 95).

У дизель-компрессора Приморец-М между поршнем двигателя и компрессора находится трубчатый шток. В головке поршня двигателя расточено отверстие, в которое плотно входит конец штока. При сборке поршень и шток просверливают совместно, и в это отверстие после развертки плотно вставляют пустотелый палец, проходящий через обе детали. С одной стороны палец развальцовывается для предохранения от выпадания.

Конструкция компрессорных поршней СПДК зависит от того, в цилиндре какой ступени сжатия работает поршень.

Поршни цилиндров первой ступени сжатия работают в относительно легких условиях, так как давление и температура воздуха в цилиндре не высоки.

Поршень первой ступени соединяется с поршнем двигателя жестко. Поршни других ступеней соединяются с поршнями первой ступени через шарнирные устройства (обычно через двойные шаровые шарниры).

Компрессорный поршень состоит из двух основных частей: уплотняюще-направляющей и соединительной.

Диаметр цилиндрических поверхностей этой части поршня выбирается с учетом расширения поршня при нагревании и зазора для смазки.

В уплотняюще-направляющей части поршня размещаются канавки для компрессионных колец.

Количество канавок для колец зависит от величины давления в цилиндре, диаметра цилиндра и числа циклов. Обычно в поршне первой ступени сжатия и буферного цилиндра устанавливают два-три кольца, в поршне второй ступени — три-четыре.

У дизель-компрессоров 1ДК и ДК-2 уплотняюще-направляющая часть отлита заодно с соединяющей частью, а у дизель-компрессоров 2СК 180/385-9, Приморец-М и др. — раздельно.

Расчет поршней. Ввиду особо сложных условий работы при конструировании поршней широко используют статистические дан-

ные по выполненным конструкциям. На основании этих данных выбирают размеры элементов поршня и производят поверочные расчеты.

Днище поршня проверяют на прочность, как круглую плиту (без учета ребер), нагруженную равномерно распределенной нагрузкой от максимального давления газов p_z , свободно опертую на кольцевую опору. Последнее допущение весьма условно, вследствие этого и весь приводимый ниже метод расчета приобретает ориентировочное значение.

Момент от давления газов в диаметральной сечении (фиг. 96)

$$M_{из} = -\frac{1}{3} r^3 p_z.$$

При толщине днища, равной δ , момент сопротивления

$$W = \frac{1}{3} r \delta^2.$$

Напряжение в днище

$$\sigma_u = \frac{M_{из}}{W} = p_z \left(\frac{r}{\delta} \right)^2.$$

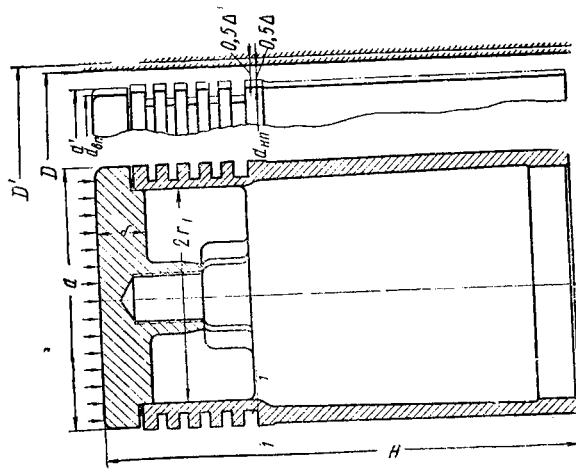
Допускаемые напряжения $[\sigma]_u$ в кг/см² принимают для днищ без усиливающих ребер чугунных $[\sigma]_u = 400 \div 450$; алюминиевых $[\sigma]_u = 200 \div 250$; для днищ, усиленных ребрами, если при подсчете моментов сопротивления ребра не учтены в зависимости от характера оребрения, — чугунных $[\sigma]_u = 800 \div 2500$, алюминиевых $[\sigma]_u = 250 \div 1900$.

Сечение 1—1 (фиг. 96) с наименьшей площадью проверяют на сжатие.

При расчете компрессорных поршней принимают вместо p_z максимальное давление воздуха в цилиндре и соответствующую ему силу, нагружающую поршень.

Для нормальной работы поршня необходимо, чтобы зазор в горячем состоянии между поршнем и стенкой цилиндра был для верхнего цилиндрического пояса днища $\Delta'_{en} = (0,002 \div 0,003) D$, для направляющего пояса юбки $\Delta'_{en} = (0,001 \div 0,002) D$. Размер диаметров поршня в указанных поясах подсчитывают по формулам

$$d_{en} = \frac{D [1 + \alpha_u (t_u - t_0)] - \Delta'_{en}}{1 + \alpha_n (t_{nen} - t_0)}$$



Фиг. 96. Эскизы поршня к расчету: D, d_{en}, d'_{en} — в холодном состоянии; D', d', Δ' — в горячем состоянии.

и

$$d_{\text{нн}} = \frac{D [1 + \alpha_u (t_u - t_0)] - \Delta_{\text{нн}}}{1 + \alpha_n (t_{\text{ннн}} - t_0)},$$

где

D — диаметр цилиндра при температуре 15°C ;

α_u — коэффициент линейного расширения материала цилиндра;

α_n — коэффициент линейного расширения материала поршня;

t_0 — температура, при которой рекомендуется проводить измерения деталей (принимают $t_0 = 15^\circ \text{C}$);

t_u — температура стенок цилиндра в рабочем состоянии (при водяном охлаждении принимают $t_u = 110 \pm 115^\circ \text{C}$);

$t_{\text{ннн}}$ и $t_{\text{нн}}$ — температура поршня в рабочем состоянии в верхнем и нижнем поясах.

Температура поршня в рабочем состоянии принимается на основании экспериментальных данных, близких по конструкции СПД с поправкой на возможность повышения при перегреве.

Для приближенных расчетов для чугунных и стальных поршней можно принимать ориентировочно: $t_{\text{ннн}} = 450 \pm 500^\circ \text{C}$, $t_{\text{нн}} = 250 \pm 300^\circ \text{C}$.

Полезно также использовать данные о размерах зазоров в существующих дизель-компрессорах.

Для компрессорных поршней зазор между чугунным поршнем и цилиндром в холодном состоянии можно принимать

$$\Delta = (0,8 \div 1,2) \frac{D_{\text{к}}}{1000} \text{ мм.}$$

Для поршней из алюминиевых сплавов величина зазора должна быть удвоена.

§ 20. ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Поршневые кольца поршней двигателя работают в особенно тяжелых условиях. Собственная упругость и сила давления газов прижимают кольцо к поверхности гильзы цилиндра. Тепло от уплотняющей части поршня передается в стенки гильзы цилиндра через кольца; к нему добавляется тепло, выделяющееся вследствие трения кольца. Ввиду сложного характера возвратно-поступательного движения трудно обеспечить надежную смазку колец.

В случае прорыва газов, неизбежного в период приработки или наступающего в процессе износа кольца и поршня, температура колец значительно возрастает.

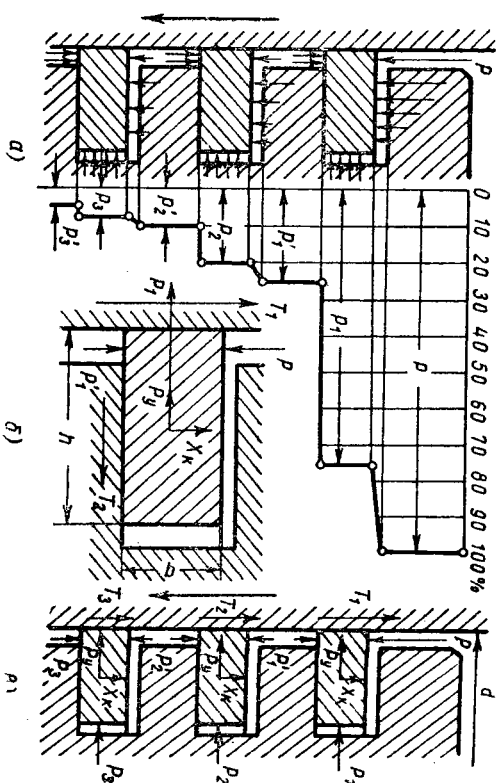
В наиболее тяжелых условиях работает верхнее поршневое кольцо и ближайšie к нему.

Высокая температура снижает механические и антифрикционные качества поршневых колец, ухудшает смазывающую способность масла, приводит к обильному выделению кокса и смол из

масла, которые заполняют зазоры между кольцом и поршнем в канавке. Поэтому поршневые кольца двигателя обычно являются в дизель-компрессоре деталями с наименьшим сроком службы.

Кольца компрессорных поршней работают значительно больший срок; требования к их материалу, литейной технологии, термической и механической обработке ниже.

Потери от трения колец о стенки цилиндра составляют основную часть (не менее 75%) потерь от трения в дизель-компрессоре. Кольцевое уплотнение относится к разряду лабиринтных. Газы из полости цилиндра, проходя через лабиринт, образованный зазо-



Фиг. 97. Схема уплотнения поршня при помощи поршневых колец: а — распределение давлений газов в лабиринте зазоров и график падения давления; б — схема распределения усилий на кольцо; в — схема распределения усилий в кольцевом уплотнении.

рами между плоскостями колец, поршнем и рабочей поверхностью цилиндра, постепенно расширяются; их давление понижается, и благодаря этому утечка их происходит с незначительной скоростью, а следовательно, в незначительном количестве. Чем меньше зазоры и больше лабиринт, тем меньше утечка газов, тем совершеннее уплотнение. При этом подразаумевается, что кольца настолько плотно, без зазора, прилегают к рабочей поверхности цилиндра, что утечки вдоль образующей цилиндра не происходит. На практике это условие нарушается во время приработки колец к гильзе цилиндра и при искажении геометрии гильзы вследствие износа или корабления.

На фиг. 97, а представлена схематическая картина уплотнения с примерным графиком падения давления (в процентах) от p в полости цилиндра до p_3 в зазоре после третьего кольца. На схеме кольца изображены в момент прихода поршня к в. м. т. в предположении, что силы инерции поршневых колец меньше, чем силы от давления газов на верхние плоскости колец. В действительности

в зависимости от величин ускорений поршня, массы кольца, сил трения кольца о стенки цилиндра и ряда других факторов (отложения нагара, искажения геометрии цилиндра и кольца, характера масляной пленки) изображенная на фиг. 97, а идеальная картина сильно изменяется. Однако с целью получения хотя бы приближенного представления о характере нагрузок испытываемых кольцом принимаем эту условную схему как основу для приближенного анализа условий работы кольца.

На фиг. 97, б показано распределение усилий на первом поршневом кольце в начале рабочего хода. На него действуют следующие силы:

P — давления газов, находящихся в полости цилиндра;

P_1 — давления газов, находящихся в зазорах между первым и вторым кольцами, действующая на нижнюю плоскость кольца;

P_1 — давления газов, находящихся в радиальном зазоре между кольцом и поршнем;

P_y — упругости кольца;

T_1 — трения кольца о зеркало цилиндра;

X_k — инерции.

В зависимости от непрерывных изменений давления газов в полости цилиндра и изменений величин ускорений поршня все перечисленные силы, действующие на кольцо, также непрерывно изменяются.

Выше указывалось, что потери мощности двигателя на преодоление трения поршневых колец и поршня о стенки цилиндра являются основными по величине в дизель-компрессоре, поэтому при расчете важно предварительно оценить величину этих потерь, входящих в расчетный баланс работ и в динамический расчет.

По аналогии с расчетной схемой (фиг. 97, в) для поршня с пятью компрессионными кольцами сумма сил трения всех колец о зеркало цилиндра запишется в следующем виде:

$$\sum T \approx \pi (D - 2h) f b (p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5) + 5\pi D b f p_y,$$

где

f — коэффициент трения колец о зеркало цилиндра;

h — радиальная толщина кольца в см;

b — ширина кольца в см;

D — диаметр цилиндра в см;

P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 — радиальные давления газов на кольца в кг/см², P_y — давление от сил упругости кольца в кг/см².

В. Н. Болтинский [2] рекомендует принимать (по Стенгону) следующие отношения величин радиальных давлений газов на кольца: $P_1 \approx 0,76 p$; $P_2 \approx 0,2 p$; $P_3 \approx 0,076 p$. Далее полагаем, что $P_4 \approx 0,05 p$ и $P_5 \approx 0,02 p$. Под давлением p подразумевается среднее индикаторное давление в данном цилиндре на расчетном режиме.

Пользуясь схемой на фиг. 97, б, выведем уравнение для подсчета максимального усилия, воспринимаемого верхней плоскостью

первого кольца и верхней плоскостью канавки в поршне, к которой кольцо прилагает в момент начала движения поршня вниз:

$$P_k = T_1 + m a - (P - P_1) \approx \pi (D - 2h) b f p_1 + \pi D f b p_y + \frac{\pi (D - h) a b \gamma a}{9,81 \cdot 1000} - (P - P_1),$$

где m — масса кольца в кг·сек²/м;

a — ускорение поршня в данный момент в м/сек²;

γ — удельный вес металла, из которого изготовлено кольцо, в кг/дм³.

Удельное давление на кольцо и плоскость канавки в поршне

$$\sigma_{cm} \approx \frac{P_k}{\pi (D - h) h}.$$

При большом размере зазора между кольцом и стенками канавки будут происходить удары кольца о поршень, повышающие максимальную величину σ_{cm} .

Во время работы двигателя происходит вращение поршневых колец относительно оси цилиндра из-за неточности геометрических форм цилиндра и кольца и износов. Кроме того, по этим же причинам кольцо, при движении поршня, перемещается и в радиальном направлении. В результате, под влиянием сил трения T_2 (фиг. 97, б) происходит истирание кольца и поверхностей канавки в поршне.

По мере увеличения ширины колец b увеличивается длина уплотняющей части поршня (а следовательно, и масса). Приработка широких поршневых колец требует большего времени.

Обычно кольца на поршнях двигателя предохраняются от проворачивания в канавках при помощи стопоров, ввертываемых или запрессовываемых в тело поршня. Стопоры располагают так, чтобы замки соседних колец были направлены в разные стороны, но с таким расчетом, чтобы замок проходил вдоль перемычки между окнами, а не мимо впускного или выпускного окна. Делают это для того, чтобы не происходило ударов колец о кромки окна.

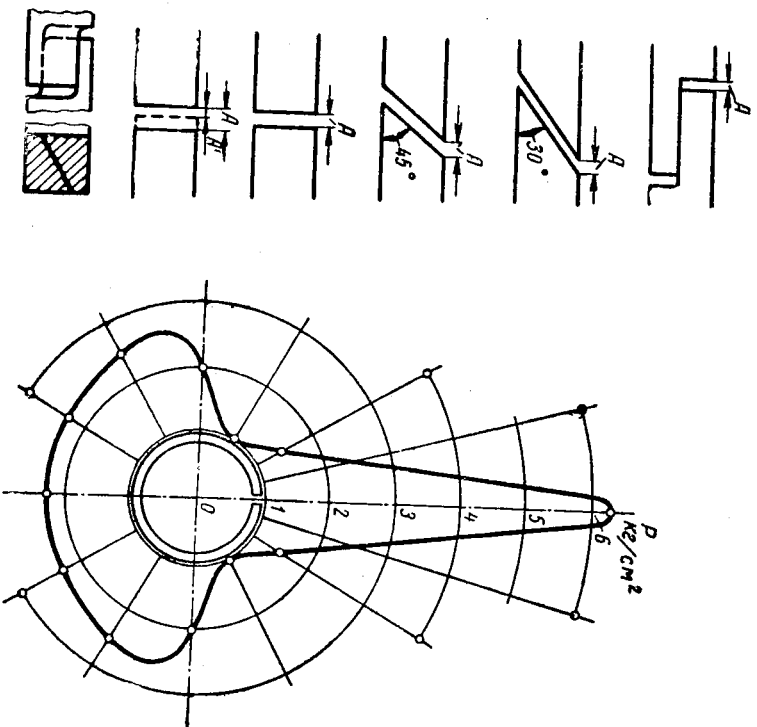
Опыты установили колец без стопоров, произведенные во ВНИОМСе, не подтвердили обычных опасений. Ударов колец о кромки окон не происходит. В результате длительных испытаний оказалось возможным отказаться от стопоров, что существенно упростило конструкцию замка кольца и облегчило изготовление поршня.

Замки колец могут быть выполнены разнообразно (фиг. 98). Однако наибольшее распространение в автогазотурбинных двигателях и дизель-компрессорах получили прямые замки (разрез по образующей) наиболее простые в изготовлении. Как показала практика, через такой замок не происходит дополнительной утечки газов по сравнению с другими замками.

Исследования двигателей показали, что с увеличением зазора в замке кольца происходит постепенное и несущественное падение мощности двигателя.

большую опасность для двигателя и большой вред для компрессора представлять прорыв газов и воздуха между кольцом и стенкой цилиндра вдоль образующей.

Для исключения возможности прорыва газов необходимо, чтобы кольцо по всей окружности надежно и плотно прилегало к рабочей поверхности цилиндра, а торцовый зазор между кольцом и стенками канавки в поршне был минимальным.



Фиг. 98. Замки поршневых колец.

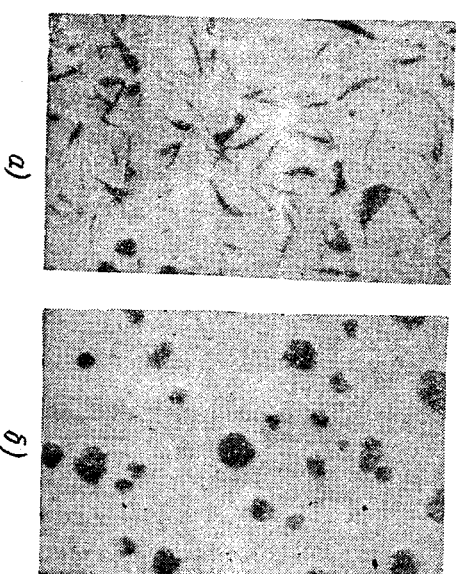
Фиг. 99. Эпюра давлений кольца на стенки цилиндра.

Раньше стремились изготовлять кольцо так, чтобы его давление на цилиндр по всей окружности было одинаковым. Однако испытания двигателей с такими кольцами и специальные исследования показали, что по мере износа между кольцом и цилиндром (в первую очередь вблизи замка) появлялись просветы, через которые происходил прорыв газов и нормальная работа кольца прекращалась.

Для устранения этого дефекта кольца изготовляют с неравномерным давлением по окружности цилиндра. Так как давление от сил упругости по мере износа в первую очередь падает вблизи замка, при изготовлении колец создают в этой зоне увеличенное давление (запас давления).

Примерная эпюра распределения давлений от сил упругости по окружности кольца представлена на фиг. 99. Для получения такой эпюры разработаны специальные способы механической и термической обработки (термофиксация) колец.

Износостойкость современных чугунных колец в значительной степени зависит от качества отливки. По мере повышения литровой и поршневой мощности достаточная прочность и износостойкость поршневых колец могут быть достигнуты только при применении высоколегированных чугунов. Наиболее целесообразно при этом



Фиг. 100. Микрошлифы образцов чугуна для поршневых колец: а — пластинчатая структура графита; б — шаровидная форма графита.

применять высокопрочные чугуны с глобулярной (шаровидной) формой графита или специальные стали.

При доводочных испытаниях дизель-компрессора 1ДК оказалось, что кольца (особенно верхние) поршня двигателя испытывают настолько большие силовые и тепловые нагрузки, что отливки из обычных низколегированных чугунов оказались непригодными.

Отливки из высокопрочного магниевого чугуна, изготовленные на Ярославском автомобильном заводе по принятой там технологии для колец двигателей ЯАЗ, полностью устранили наблюдавшиеся раньше поломки, задиры и другие дефекты колец.

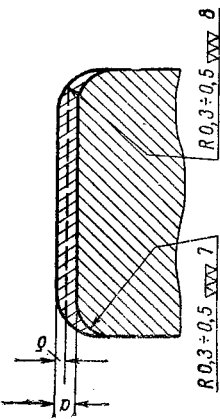
При отливке маслост на ЯАЗ вместо структуры пластинчатого графита (фиг. 100, а), присущей обычному серому чугуну, в высокопрочном чугуне под влиянием магния образуется структура с графитом шаровидной формы (фиг. 100, б).

Включения пластинчатого графита в структуре серого чугуна занимают значительную площадь сечения отливки; их острые края, создавая надраз основной металлической массы, вызывают при на-

гружении детали концентрацию напряжений. Это и служит причиной низкой прочности и хрупкости отливков. У чугуна, содержащего графит в шаровидной форме, этот основной недостаток устранен.

Предельная прочность магниевого чугуна в 2,5 раза больше, чем серого чугуна; относительное удлинение его превышает относительное удлинение серого чугуна в 15—20 раз.

Кольца, изготовленные из высокопрочного чугуна, обладают низкими остаточными деформациями (2—5%) в нормальных условиях работы и высокой пластичностью при чрезмерно больших нагрузках. Поломка колец при установке на поршень и снятии с него полностью устраняются. Кольцо можно развести в замке без поломки почти до полного выпрямления. Твердость чугуна кольца после цикла термических обработок $H_{RB} = 94 \div 102$.



Фиг. 101. Покрытие кольца микро-
пористым хромом:

a — слой хрома по всему наружному контуру кольца толщиной 0,08–0,20 мм; *б* — слой порнстого хрома толщиной 0,03–0,05 мм.

Для повышения сроков службы поршневых колец с успехом применяют пористое хромирование (в особенности для верхних колец).

На фиг. 101 показаны размеры и форма хромового покрытия.

Как показали лабораторные испытания, износ колец с покрытием пористым хромом в среднем в 4 раза меньше, чем колец без покрытия. По опытным данным, целесообразно хромировать не только цилиндрическую поверхность, но и торцовые плоскости колец.

Для улучшения условий приработки и предупреждения задирок колес применяют электролитическое покрытие хромированными и хромированными колес оловом и свинцовистыми сплавами.

Хорошие результаты дает заполнение оловом и окисью железа нехромированных колец против задиров сохраняется значительно дольше, по- этому повышенная стойкость колец против задиров сохраняется в течение всего срока службы.

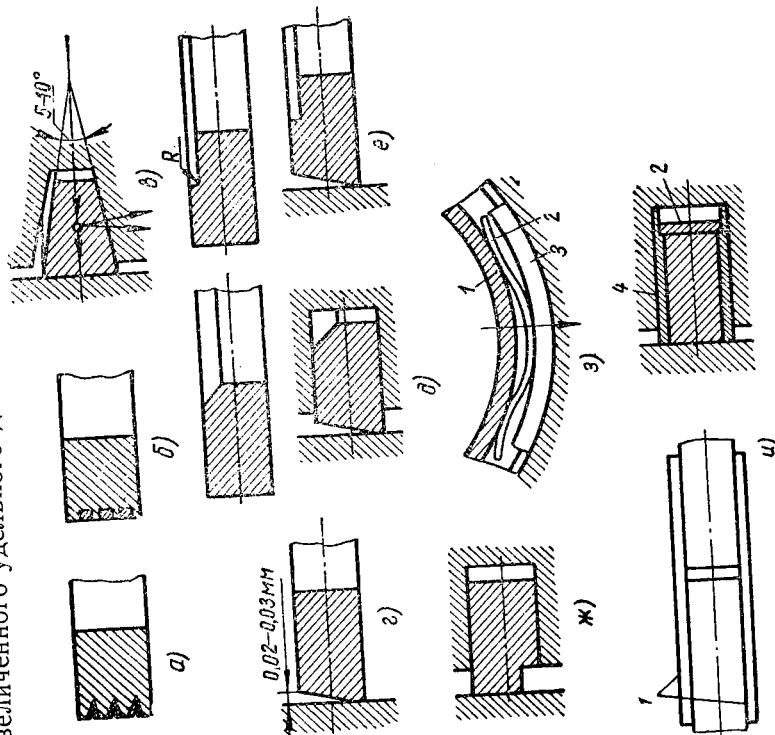
У высокофорсированных двигателей СПДК часто наблюдается в течение всего срока службы.

Кольца трапециoidalного сечения (фиг. 102, в) менее предрасположены к заеданию в канавке (зависанию) при повышении температурного режима поршня и при применении смазочных масел без присадок.

206

При применении смазочных масел с комплексными присадками закоксовывание поршневых колец не происходит даже при высоких форсировке двигателя.

Для ускорения приработки иногда делают кольца с конусной поверхностью (фиг. 102, г). В этом случае быстрее обрабатывается непрерывный пояс приработки, расширяющийся снизу вверх ввиду увеличенного удельного давления на нижней кромке кольца.



Формы поршневых колец: 102

Фиг. 102. Формы поршневых колец.

a — прямоугольное с канавками, заполненными оловом; *b* — то же с канавками, заполненными окисью железа; *c* — трапециевидное; *d* — с фаской на внутренней поверхности; *e* — с выточкой на внутренней поверхности; *жс* — с выточкой на наружной поверхности; *i* — поршень, 2 — экпланер; 3 — кольцо. 4 — стальным экпланером; 4 — стальное кольцо.

Этот способ не всегда дает надежные результаты, так как увеличивается опасность задира. Стоймость кольца также существенно увеличивается из-за усложнения механической обработки и контроля.

С той же целью на внутренней поверхности цилиндрического кольца делают фаски и выточки (фиг. 102, ∂ и e). Установленное в цилиндр такое кольцо несколько скручивается благодаря неравномерному распределению напряжений, происходящему из-за фаски или выточки, и касается рабочей поверхности цилиндра, также как и кольцо с конической поверхностью по линии. Механиче-

ская обработка такого кольца значительно проще, чем кольца, имеющего коническую поверхность. Однако при таких кольцах в цилиндре двигателя зазоры образуются легче. Лучшие результаты такие кольца дают при установке в компрессорные цилиндры.

На фиг. 102, ж показано кольцо, у которого для повышения удельного давления и улучшения прирабатываемости к цилиндру ширина наружной цилиндрической поверхности уменьшена за счет неглубокой выточки.

Для усиления давления на рабочую поверхность цилиндра, особенно у замка, устанавливают под кольцо стальной расширитель экстандер (фиг. 102, з), который обычно меняют с маслосъемными кольцами на многих автотракторных двигателях, например ЯАЗ и ЗИЛ-110. Этот способ дает хорошие результаты, но экстандер является дорогостоящей деталью и работает надежно лишь при достаточно высоком качестве пружинной стали и смазочного масла.

Для уменьшения прорыва газов и уменьшения выброса масла в камеру сгорания, в канавку поршня вместе с основным чугунным кольцом помещают два (или одно) дополнительных тонких стальных кольца 4 (фиг. 102, и). Комплект колец разжимается экстандером 2. Стальные кольца устанавливаются таким образом, что перекрывают зазоры чугунного кольца. Такие комбинированные кольца устанавливают во второй и следующие канавках поршня. В первом их не устанавливают ввиду неблагоприятных температурных условий для работы стальных колец и экстандера.

В течение последних лет для большинства автомобильных двигателей установились следующие относительные размеры поршневых колец [30]: ширина $b = (0,03 \div 0,035) D$, радиальная толщина $h = (0,05 \div 0,03) D$. Эти размеры можно рекомендовать для дизельных и компрессорных колец СПДК.

Радиальная толщина кольца ограничивается предельными напряжениями, возникающими при наделании колец на торшень. Для колец из низколегированного серого чугуна величина напряжения при изгибе не должна превосходить 3200 кг/см^2 , в противном случае возможны поломки при сборке двигателя.

Для колец, изготовленных из материалов с повышенным модулем упругости, как например, высоколегированный чугун, чугун с глобулярной формой графита и сталь, также целесообразно увеличивать отношение радиальной толщины к диаметру цилиндра свыше указанных пределов вследствие чрезмерного увеличения дав-

ления кольца на цилиндр. Напряжения при изгибе можно допускать более высокие.

Срок службы поршневых колец в СПДК достигает 3000—5000 час. и более. Для дальнейшего усовершенствования колец ведутся работы по изысканию новых конструктивных форм, по улучшению материалов, применению новых материалов, усовершенствованию литейной технологии и методов механической обработки.

Расчет поршневых колец. При изготовлении кольца, зазору A в замке в свободном состоянии могут быть приданы различные размеры. Разумеется, что чем больше размер A , тем легче кольцо можно надеть на поршень, — при разведении его концов будут возникать меньшие напряжения, но зато при установке этого кольца вместе с поршнем в цилиндр в нем возникнут большие напряжения и давление на рабочую поверхность цилиндра будет тем больше, чем больше был зазор A в свободном состоянии.

Очевидно, что при конструировании кольца можно подобрать такие размеры рациональной толщины кольца h зазора A , при которых напряжения в рабочем состоянии и при наделании кольца на поршень будут одинаковыми.

Согласно методу расчета, предложенному Б. Я. Гиндургом [7],

$$\frac{D}{h} = 0,5 + 0,2 \frac{m}{H_1} + 2 \sqrt{\frac{E}{H_1 \sigma}}; \quad (125)$$

здесь D — диаметр цилиндра в мм;

m — коэффициент, зависящий от способа наделания кольца на поршень (фиг. 103); при наделании первым способом $m = 1$, вторым $m = 1,57$, третьим $m = 2$;

E — модуль упругости; для низколегированных чугунов, применяемых при изготовлении колец, равен 11 000—13 000 кг/мм²;

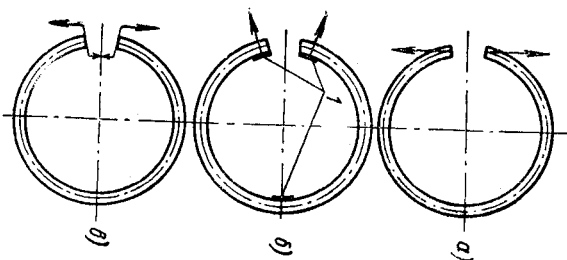
σ — допустимое напряжение материала; при работе на изгиб не более 4000 кг/см²;

H_1 — условная величина;

$$H_1 = \frac{2}{g c_k} + m,$$

где g — коэффициент, зависящий от способа обработки (при рекомендуемом Б. Я. Гиндургом способе „двойной обработки“ этот коэффициент принимают равным 1,25); c_k — коэффициент, зависящий от принятой эшоры давлений кольца (фиг. 98); Б. Я. Гиндургом рекомендует принимать $c_k = 1,74$.

Определив величину отношения $\frac{D}{h}$, подсчитывают радиальную толщину кольца h по размеру диаметра цилиндра D .



Фиг. 103. Способы наделания кольца на поршень.

a — первый способ; b — второй способ; c — третий способ; 1 — пластина.

Зазор A в замке при свободном состоянии кольца подсчитывают, пользуясь следующей формулой:

$$\frac{A}{h} = \frac{\frac{2}{3}2\pi(3-\xi)}{2 + gmc_m \frac{\alpha - 1,4}{\alpha - 1}} \quad (126)$$

где ξ — коэффициент, зависящий от эпюры давлений кольца, может быть принят равным 0,196;

α — отношение $\frac{D}{h}$.

Формулы (125) и (126) применимы при надевании кольца первым и третьим способами (фиг. 103). При надевании кольца вторым способом они могут быть использованы при $\frac{A}{h} > 3,3$.

У выполненных колец

$$\alpha = \frac{D}{h} = 20 \div 30; \quad \beta = \frac{A}{h} = 2,5 \div 4.$$

Напряжение в кольце при установке в цилиндр

$$\sigma = \frac{2c_m AE}{\pi(3-\xi)D(\alpha-1)} \quad \text{кг/мм}^2,$$

при обработке

$$\sigma_{об} = 1,25\sigma \quad \text{кг/мм}^2,$$

при надевании на поршень

$$\sigma_1 = \frac{4E \left(1 - \frac{\beta}{\pi(3-\xi)}\right)}{\pi\alpha(\alpha-1,4)} \quad \text{кг/мм}^2.$$

Среднее удельное давление на поверхности кольца

$$p_y = \frac{0,425E\beta}{\alpha(3-\xi)(\alpha-1)^3} \cdot 100 \quad \text{кг/см}^2.$$

Давление кольца на рабочую поверхность цилиндра в различных точках

$$p_a = \zeta p_y \quad \text{кг/см}^2,$$

где ζ — коэффициент, представляющий отношение $\frac{p_a}{p_y}$ и имеющий следующие значения:

Угол°	0	30	60	90	120	150	180
ζ	1,051	1,047	1,137	0,896	0,454	0,676	2,861

Отсчет углов производят от точки, находящейся прогив замка. По вычисленным данным строят эпюру давлений.

Относительный зазор в замке кольца при работе двигателя в (горячем состоянии)

$$\varphi' = \frac{A'}{D} (0,0006 \div 0,0015).$$

Зазор в замке кольца, проверенный перед сборкой,

$$A = A' + [\pi D \alpha (t_k - t_0) - \pi D \alpha (t_q - t_0)],$$

где D — диаметр цилиндра;

α_y — линейный коэффициент расширения материала цилиндра;

t_q — температура цилиндра;

α_k — линейный коэффициент расширения материала кольца;

t_k — температура кольца;

t_0 — температура, при которой производился замер.

Пример расчета верхнего поршневого кольца двигателя дизель-компрессора 1ДК

Принимаем материал кольца — магниевый чугун с модулем упругости 12 000 кг/мм²; допускаемое напряжение 40 кг/мм²; наделение колец — третьим способом ($m = 2$); способ изготовления — двойное обтачивание ($g = 1,25$); замок кольца прямой; температура кольца (верхнего) 420°C; температура цилиндра 110°C.

Определяем отношение

$$\frac{D}{h} = 0,5 + 0,2 \frac{m}{H_1} + 2 \sqrt{\frac{E}{H_1 \sigma}} = 0,5 + 0,2 \frac{2}{2,92} + 2 \sqrt{\frac{12\,000}{2,92 \cdot 40}} \approx 20,02;$$

$$H_1 = \frac{2}{gC_m} + m = \frac{2}{1,25 \cdot 1,74} + 2 = 2,92.$$

Радиальная толщина кольца

$$h = \frac{D}{20,02} = \frac{90}{20,02} \approx 4,45 \text{ мм.}$$

Округляем до 4,5 мм, что составляет 0,05D. По отношению

$$\frac{A}{h} = \frac{2\pi(3-\xi)}{2 + gmc_m \frac{\alpha - 1,4}{\alpha - 1}} = \frac{2 \cdot 3,14(3 - 0,196)}{2 + 1,25 \cdot 2 \cdot 1,74 \frac{20,02 - 1,4}{20,02 - 1}} \approx 2,82$$

определяем размер зазора замка в свободном состоянии:

$$A = h \cdot 2,82 = 4,5 \cdot 2,82 \approx 12,7 \text{ мм.}$$

Напряжение в кольце при установке в цилиндр

$$\sigma = \frac{2c_m AE}{\pi(3-\xi)D(\alpha-1)} = \frac{2 \cdot 1,74 \cdot 12,7 \cdot 12\,000}{3,14(3 - 0,196) \cdot 90(20,02 - 1)} \approx 34,6 \text{ кг/мм}^2.$$

Напряжение при обработке

$$\sigma_{об} = 1,25 \cdot \sigma = 1,25 \cdot 26,4 = 43,5 \text{ кг/мм}^2.$$

Напряжение при надевании на поршень

$$\sigma_1 = \frac{4E \left(1 - \frac{\beta}{\pi(3-\xi)}\right)}{\pi\alpha(\alpha-1,4)} = \frac{4 \cdot 12\,000 \left(1 - \frac{2,82}{3,14(3 - 0,196)}\right)}{2 \cdot 20,02(20,02 - 1,4)} \approx 44,0 \text{ кг/мм}^2.$$

Среднее удельное давление кольца на поверхность цилиндра

$$p_y = \frac{0,425E\beta}{\alpha(3-\xi)(\alpha-1)^3} \cdot 100 = \frac{0,425 \cdot 12\,000 \cdot 2,82 \cdot 100}{20,02(3 - 0,196)(20,02 - 1)^3} \approx 3,70 \text{ кг/см}^2.$$

Давление кольца на зеркало цилиндра в разных точках

$U^{\text{гол}}^\circ$	0	30	60	90	120	150	170
$p, \text{кг/см}^2$	3,90	3,87	4,20	3,32	1,68	2,5	10,60

На основании этих данных на фиг. 99 построена диаграмма давлений.

Полученные расчетом напряжения в кольце и удельные давления на рабочую поверхность цилиндра несколько превосходят обычно принятые величины для малогермованных чугунов, однако для магниевого чугуна их можно считать нормальными. Испытания показали хорошую и быструю обрабатываемость колец. Подъем при изготовлении, сборке и работе не было.

Относительный зазор в замке кольца, вставленного в цилиндр (в горячем состоянии), принимаем равным $\varphi' = 0,001$; тогда его абсолютная величина $\Delta' = 0,001 D = 0,001 \cdot 90 = 0,09 \text{ мм}$.

Следующие после верхнего кольца могут быть изготовлены из низколегированного чугуна. По расчету, проведенному при допустимом напряжении 3200 кг/см^2 , радиальная толщина такого кольца должна быть равной 4 мм.

В том случае, если обработка колец не может быть выполнена в соответствии с рекомендациями Б. Я. Гинцбурга, а выполняется, например, с термостойкой замка, то можно пользоваться для расчета следующими выражениями.

Напряжение изгиба, возникающее во внешних слоях кольца, установленного в цилиндр,

$$\sigma = \frac{AE}{2,34h \left(\frac{D}{h} - 1 \right)^2} \text{ кг/см}^2.$$

Зазор в замке при свободном состоянии кольца $\Delta = (3 \div 4) h$.
Напряжение изгиба при наведении кольца на поршень [2]

$$\sigma_1 = \frac{E}{2,5 \left(\frac{D-h}{2h} \right)^2} \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление кольца на рабочую поверхность цилиндра (среднее)

$$p = \frac{\frac{A}{h} E}{7,08 \frac{D}{h} \left(\frac{D}{h} - 1 \right)^3}.$$

Для компрессорных цилиндров низкого давления $p = 0,3 \div 0,7 \text{ кг/см}^2$, для компрессорных цилиндров высокого давления $p = 0,7 \div 1,5 \text{ кг/см}^2$; для цилиндров двигателя $p = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2$.

§ 21. САМОДЕЙСТВУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

Самодельствующие впускные и выпускные клапаны компрессорных цилиндров являются важнейшими деталями СПДК, от совершенства конструкции и качества изготовления которых зависит производительность, к. п. д. и надежность дизель-компрессора.

Клапаны работают в сложных условиях часто изменяющегося давления, нагрузок и высоких температур. К ним предъявляются следующие требования.

1. Клапаны должны плотно закрывать выпускные и впускные отверстия цилиндра компрессора. Пропуски выпускных клапанов при ходе сжатия и нагнетания ведут к потерям сжатого воздуха

в атмосферу (выбросу), снижению буферного эффекта мертвого пространства, а также к перегреву клапанов и стенок выпускных каналов, из-за которого снижается производительность по всасыванию. Пропуск выпускных клапанов при ходе всасывания ведет к прорыву сжатого воздуха из ресивера в цилиндр компрессора, что также снижает производительность.

2. Клапаны должны легко и своевременно открываться и закрываться. От этого зависит величина перепада давления, при котором происходит подъем и посадка на место клапана, а следовательно, и потери давления в клапанах, т. е. потери мощности на привод компрессора. При больших перепадах давления во впускных клапанах заломление цилиндра воздухом из атмосферы ухудшается.

3. Клапаны должны срабатывать быстро и безударно, для чего они должны быть легкими и не иметь резонансных колебаний. При запаздывании закрытия впускного клапана часть воздуха из цилиндра может быть вытолкнута обратно в атмосферу. При запаздывании закрытия выпускного клапана часть сжатого воздуха может возвратиться из ресивера в цилиндр.

4. Клапаны должны иметь достаточно большое сечение для прохода воздуха, обеспечивающее возможно малые скорости потока, так как гидродинамические сопротивления прямо пропорциональны квадрату скорости. Для этого на всем пути движения воздуха через клапан стремятся создать поток наилучшие аэродинамические условия.

5. Воздух при проходе через клапан не должен значительно нагреваться. Для этого иногда применяют искусственное охлаждение клапанных плит и крышек цилиндров, где расположены клапаны.

6. Клапаны должны одинаково надежно работать при различных скоростях и степенях повышения давления в компрессоре.

7. Клапаны должны иметь высокие пределы усталости, так как они подвергнутся часто меняющимся знакопеременным ударным нагрузкам и воздействию относительно высоких температур.

8. Должна быть предусмотрена легкая замена, разборка и сборка клапанов.

9. Клапаны не должны сильно увеличивать мертвое пространство в цилиндре.

Как правило, для унификации впускные и выпускные клапаны делаются одинаковыми.

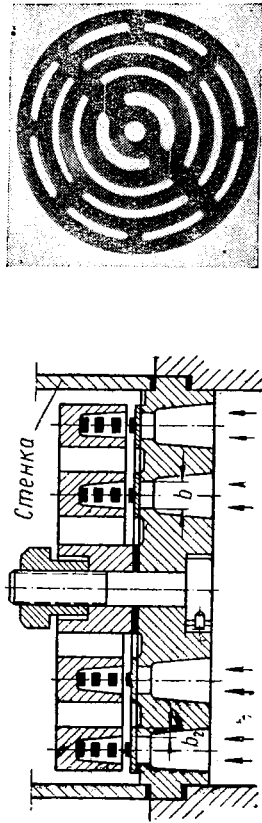
В СПДК применяются самодельствующие клапаны следующих трех типов: кольцевые, пологовые самоупружинящие и сферические — тарельчатые. Представляют также интерес прямоугольные пластинчатые клапаны, установленные на экспериментальном образце СПДК Луганского тепловозостроительного завода.

Кольцевые клапаны (фиг. 104) применяют, как правило, в тихоходных компрессорах; они отличаются компактностью конструкции и простотой разборки и сборки.

Существенным недостатком этих клапанов является значительный вес дисковых пластин (фиг. 105) и нагружающих их пружин,

а также конструктивная и технологическая сложность и относительно высокая стоимость. Устройство и размещение кольцевых клапанов на цилиндре компрессора и продувочного насоса показано на фиг. 44. На фиг. 106 представлена схема устройства подсосового клапана с основными размерами.

На впускных и выпускных клапанах компрессора (фиг. 107) и продувочного насоса (фиг. 108) быстросъемного дизель-компрессора



Фиг. 104. Схема кольцевого клапана, применяемого на СПДК Приморец-М и Р42.

1ДК применяются одинаковые стальные пластины, изготовленные из стальной ленты (материал ЭИ142) толщиной 0,3 мм, длиной 61,5 мм и шириной 8 мм.

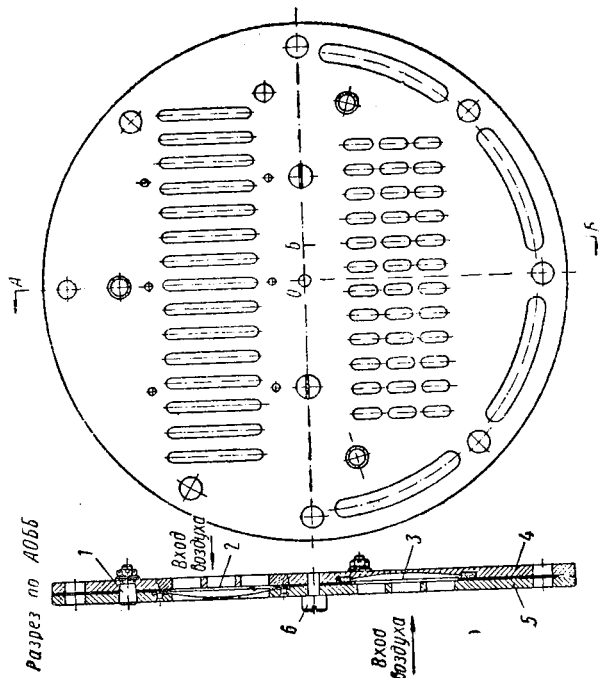
В клапанной плите компрессора (фиг. 107) размещены впускные и выпускные клапаны. Полулиты стянуты между собой тремя коническими призонными болтами 1. Конструкция плиты отличается простотой, низкой стоимостью, небольшими размерами и весом по сравнению с другими конструкциями клапанов.

Большое значение для четкой работы клапана имеют буферные отверстия 5 (фиг. 108) в ограничительных гнездах пластин. Воздух, заполняющий эти отверстия, смягчает посадку пластин на плоскость ограничителя и способствует отрыву пластин при обратном прогибе.

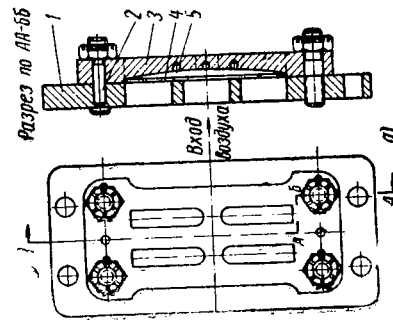
Большим достоинством полосовых клапанов описанной конструкции является малое вредное пространство. Эти клапаны позволяют доводить число циклов дизель-компрессора 1ДК до 3000 в минуту. Полосовые клапаны, примерно такой же конструкции, установлены на СППГ фирмы Форд, развивающем до 3600 цикл/мин.



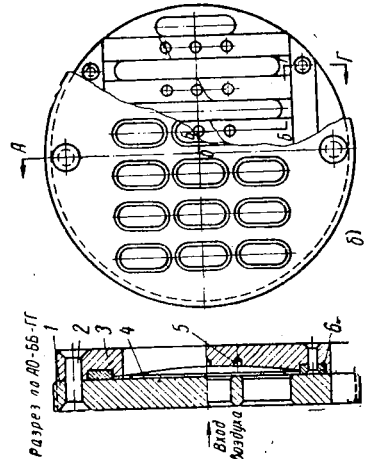
Фиг. 105. Дискосовая пластина кольцевого клапана.



Фиг. 107. Клапанная плита компрессорного цилиндра дизель-компрессора 1ДК:
1 — стержень болта; 2 — пластина впускного клапана; 3 — пластина выпускного клапана; 4 — внешняя полулитка; 5 — внутренняя полулитка; 6 — ограничитель хода поршня.



Фиг. 108. Клапанная плита продувочного насоса дизель-компрессора 1ДК:
а — пластина впускных клапанов; б — пластина выпускных клапанов; 1 — пластина; 2 — установочный штифт; 3 — ограничитель подсоса; 4 — клапанная пластина; 5 — буферное отверстие; 6 — шпонка.

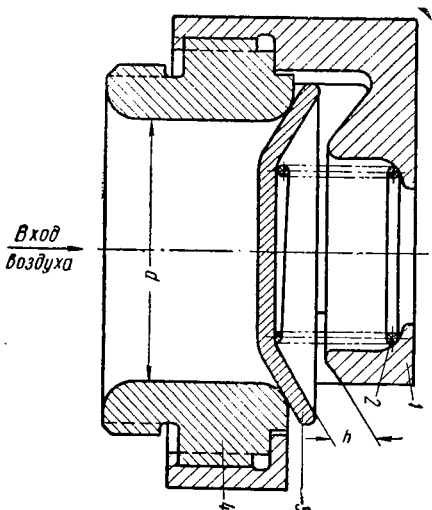


Длительные испытания полосовых клапанов, проведенные НИИХИММАШем [20], показали их высокую прочность и надежность.

Рекомендуется применять для клапанных плит и ограничителей подъема полосовых клапанов алюминиевые прокатные сплавы, обеспечивающие быструюработку клапанов, хорошее их уплотнение и мягкую посадку пластин.

Клапанная пластина должна свободно лежать между полулитями без защемления и без излишне свободной игры.

Сферические тарельчатые клапаны (фиг. 109) применяются на дизель-компрессорах ДК-2, КС-10 и фирмы Юнкерс. Седло 4



Фиг. 109. Сферический тарельчатый клапан: 1 — ограничитель подъема тарелки; 2 — пружина; 3 — тарелка клапана; 4 — седло.

вертывается в клапанную плиту, а пружина 2 нагружает тарелку 3 клапана. Для облегчения тарелки и пружины входное отверстие d клапана стремятся выполнить возможно малого размера; так, у дизель-компрессора ДК-2 $d = 14$ мм, а подъем тарелки $h = 2 \div 2,2$ мм. При малых размерах клапанов удается лучше использовать площадь, на которой они размещаются, и получить наиболее суммарное сечение отверстий для прохода воздуха.

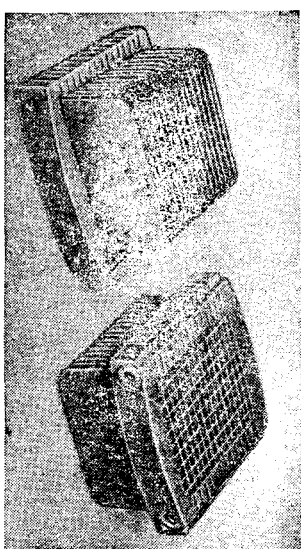
Сферический тарельчатый клапан уступает полосовому по многим показателям. Например, попытки применить его на дизель-компрессоре ДК при числе циклов 1800—2500 в минуту не привели к положительным результатам. Клапаны аperiodически начали резонировать, работали нечетко. Производительность дизель-компрессора резко снижалась.

Основное преимущество прямоточных клапанов (фиг. 110—112) состоит в том, что направление движения воздуха при проходе через клапан резко не изменяется, как например, в кольцевых и полосовых клапанах (фиг. 113, в). Благодаря этому аэродинамическая характеристика клапана может быть существенно улучшена. Однако у клапана имеются и значительные недостатки по сравнению с полосовыми клапанами. Ширина пластины клапана не может быть произвольно малой (не менее 35—40 мм), так как в противном случае пластина будет чрезмерно жесткой. Вследствие этого объем мертвого пространства получается значительно большим, чем при клапанах других типов.

Конструкция и технология изготовления прямоточного клапана значительно сложнее, чем полосовых; вес и габаритные размеры также значительно больше.

Пластинны изготовляют из стальной холоднокатаной термообработанной ленты 21Г-Т-Ш-К (ГОСТ 2614-55) и зажимают между седлами по П-образному контуру. Поперечные прорезы в пластинках позволяют им свободно изгибаться во время работы.

Изгибающие усилия в местах защемления пластин прямоточного клапана являются переменными, что может вызвать усталостные трещины и поломки.



Фиг. 110. Прямоточный пластинчатый клапан СПГГ Хайпрекс фирмы Джерард Моторс.

Испытания прямоточных клапанов на стационарных компрессорах и на СПГГ подтвердили их высокие аэродинамические качества, увеличивающие производительности компрессоров.

Основным расчетным параметром клапана любой конструкции является средняя условная скорость воздуха в щели наименьшего сечения

$$w_k = \frac{F}{z f_k},$$

где w — средняя скорость поршня компрессора в м/сек;

F — рабочая площадь поршня компрессора в см²;

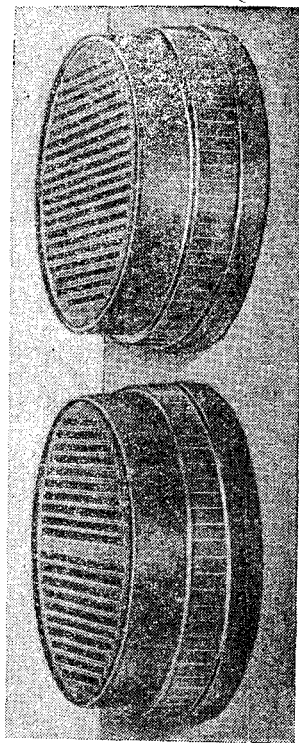
z — число клапанов, действующих совместно;

f_k — суммарная площадь щелей при полном открытии клапана.

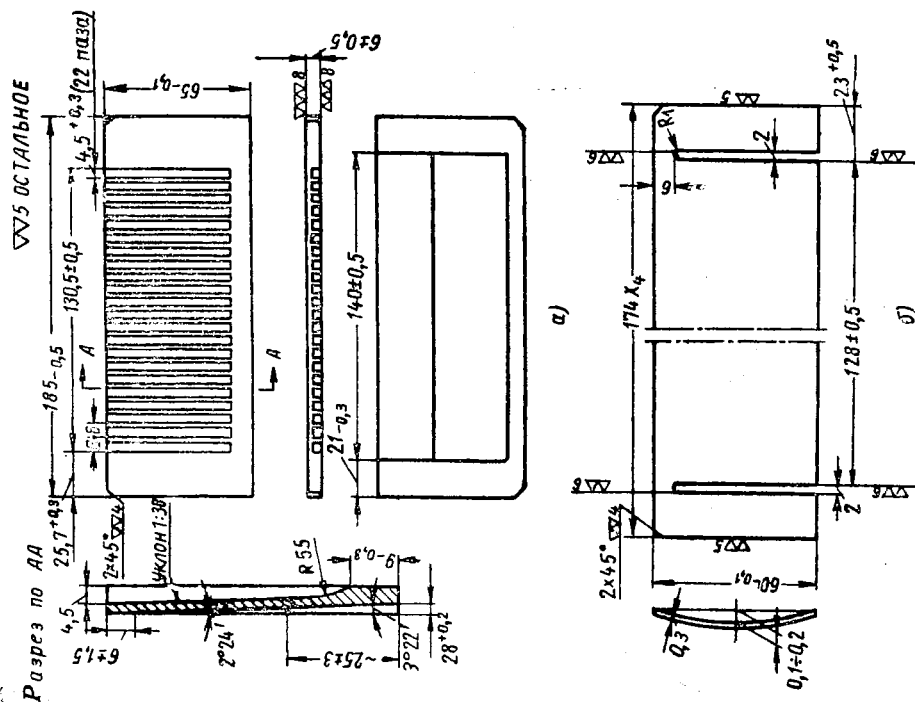
Средняя скорость воздуха в щели выпускного клапана для различных давлений всасывания не должны превышать следующих величин:

Давление всасывания в атм	1—5	5—15	15—50	50—150
Скорость воздуха в м/сек	60—35	50—30	40—25	30—22

Бóльшие значения допускаются для быстроходных компрессоров. В тех случаях, когда стремятся к малым габаритным



Фиг. 111. Прямоточный клапан, разработанный Ленинградским филиалом НИИХИММАШа.

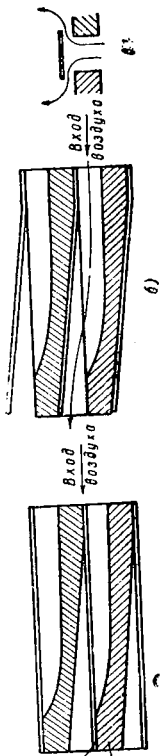


Фиг. 112. Размеры прямоточного клапана НИИХИММАШа:
а — седло клапана; б — пластина клапана.

размерам и весу компрессора увеличивают быстротходность, допуская скорость воздуха в клапанах до 80 м/сек, а в отдельных конструкциях и выше; при этом несколько снижается экономичность. Для достижения равенства потерь энергии на перетекание воздуха во впускных и выпускных клапанах для впускных клапанов тихходных компрессоров допускают скорости воздуха, превышающие на 20—30% принимаемые для впускных клапанов.

В быстротходных компрессорах для ослабления ударов при открытии и закрытии нагнетательных клапанов и повышения их долговечности число впускных клапанов следует принимать большим, чем впускных. Однако соотношение количества клапанов не должно превышать 3:2.

Высота h_2 подъема пластин полосового клапана (см. фиг. 106) влияет на размер проходного сечения щели и тем самым на скорость воздуха в щели. Однако от высоты h_2 подъема зависит также сила удара пластины по ограничителю и по седлу, напряжение в пластине, время подъема и четкость срабатывания клапана.



Фиг. 113. Схема действия прямоточного клапана:

а — клапан закрыт; б — клапан открыт; в — движение воздуха в кольцевом и полосовом клапане.

Для снижения гидродинамических потерь в клапане стремятся увеличить размер h_2 и тем самым снизить скорость протекания воздуха через щель.

Ширина уплотняющей кромки полосового клапана b_2 должна быть не менее 1 мм. В противном случае в результате неточности изготовления и сборки плит уплотнение будет ненадежным. Кроме того, в этих местах удельное давление на кромку возрастает настолько, что может появиться местная деформация кромки, полностью нарушающая уплотнение клапана.

Удельное давление на кромку можно подсчитать по формуле

$$k = \frac{(b + b_2)(p_n - p_a)}{2b_2} \text{ кг/см}^2,$$

где b — ширина щели клапана;

b_2 — ширина кромки (см. фиг. 106);

p_n — давление перед входом в цилиндр;

p_a — давление в цилиндре в конце всасывания.

Величина k не должна превышать для седла из чугуна 120 кг/см², из углеродистой стали 500 кг/см².

Пластины полосового или кольцевого клапана рассчитывают на прочность по напряжению изгиба. Выделяя поперечную полосу шириной 1 см и рассматривая ее как свободно опирающуюся на

концах балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой, находят изгибающий момент M и напряжение $\sigma_{из}$:

$$M = \frac{(b + b_2)^2 (p_n - p_0)}{8} \text{ кгсм/см};$$

$$\sigma_{из} = \frac{6M}{\delta^2} \text{ кг/см}^2,$$

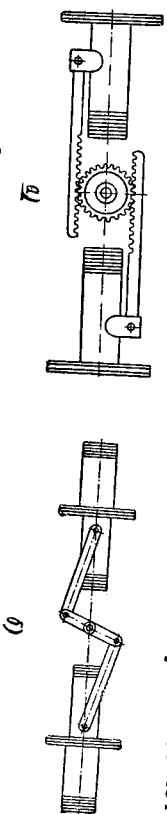
где δ — толщина пластины в см.

Допускаемое напряжение на изгиб не должно превышать 1000 кг/см^2 для клапанов ступеней низкого давления. У клапанов ступеней высокого давления допустимое напряжение до 3000 кг/см^2 . Как бы хорошо ни был изготовлен клапан, хорошее уплотнение можно получить лишь после обработки на компрессоре.

Для того чтобы избежать неудач при пуске вновь собранного, только что изготовленного СПДК, рекомендуется производить предварительную обработку клапанов на цилиндре обычного кривошипного компрессора с приводом от электродвигателя в течение 30—50 час.

§ 22. СИНХРОНИЗИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Условия работы противоположно движущихся поршневых групп СПДК неодинаковы. Прежде всего, вследствие разных размеров уплотнений их поршей и клапанов, рабочие процессы, протекающие в противоположных цилиндрах, отличаются между собой. Различные силы трения левой и правой поршневых групп, различные условия их смазки и, наконец, не может быть достигнуто абсолютное



Фиг. 114. Схемы синхронизирующих механизмов:
а — реечно-шестеренчатый; б — шатунно-кривошипный.

равенство весов деталей групп. По этим причинам необходимо осуществлять механическую связь поршневых групп для принудительной синхронизации их движения.

Известны два типа применяемых синхронизирующих механизмов (фиг. 114): реечно-шестеренчатый и шатунно-кривошипный. Реечно-шестеренчатый механизм компактен и работает вполне надежно. Смазка его осуществляется очень просто. Его возможный недостаток — повышенный шум в случае низкого качества изготовления зубчатых элементов и нарушения размеров, обеспечивающих правильное зацепление реек с шестернями.

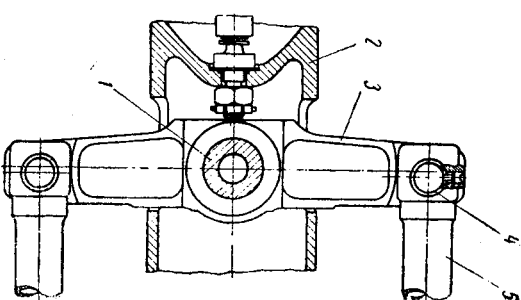
Шатунно-кривошипный механизм более бесшумен, однако имеет ряд недостатков по сравнению с реечно-шестеренчатым.

Шатуны при движении создают неуравновешенные силы инерции, под действием которых возникают неуравновешенные моменты, раскачивающие дизель-компрессор в вертикальной плоскости и нагрузки, прижимающие поршневые группы к цилиндрам. Для разгрузки поршей от этих усилий применяют ползуны, движущиеся в параллельных направляющих, требующих обильной смазки. Подшипники шатунов также необходимо обеспечить надежным подводом смазки. В результате необходимости размещения этих механизмов отливка корпуса двигателя усложняется и вес ее возрастает.

Обычно на всех СПДК и СПГГ применялось по две пары синхронизирующих механизмов. В последние годы появились конструкции СПДК и СПГГ лишь с одной парой синхронизирующих механизмов. На дизель-компрессоре 1ДК была снята одна пара реек, причем противовесы взамен их не были установлены. СПДК без противовесов отработал на стенде более 200 час. При этом было достигнуто заметное снижение сопротивления движению поршей вследствие устранения перекосов в системе движения и уменьшения сил трения. Появившаяся при работе вибрация оказалась незначительной, не препятствующей нормальной работе механизмов и не ослабляющей креплений. После установки противовесов, заменяющих массы удаленных реек, вибрация была устранена.

Учитывая этот и известный по литературе зарубежный опыт, можно утверждать, что нет надобности в применении двух пар синхронизирующих механизмов на СПДК. Устранение одной пары реек существенно упрощает и удешевляет конструкцию СПДК. Становится возможным крепить рейки к жестко установленным траверсам или компрессорным поршням, не опасаясь заклинивания и перекосов в механизме движения.

На фиг. 115 показан способ крепления реек синхронизирующего механизма, применяемый у дизель-компрессора ДК-2 и 2СК 180/385-9. При помощи центрального пальца 1, к тронку 2 дизельного поршня шарнирно прикреплена траверса 3, качающаяся относительно пальца в плоскости движения реек. На концах траверсы имеются точно расположенные пальцы 4, соединяющие рейки с траверсой. Такое соединение позволяет рейкам 5 качаться относительно траверсы в плоскости ее перемещения. Шарнирное крепление реек и траверсы обеспечивает более равномерное распределение усилий между рейками и в некоторой степени компенсирует



Фиг. 115. Крепление реек синхронизирующего механизма дизель-компрессора ДК-2

зок явления усталости в металле шестерен наступают быстрее, чем при нормальном, непрерывном вращении. Поэтому зубья шестерен следует нарезать и шлифовать с особой тщательностью, не ниже чем по 2-му классу точности. Рекомендуется выбирать металл и способ термической обработки так, чтобы обеспечить наивысшую поверхностную твердость зубьев при вязкой сердцеvine.

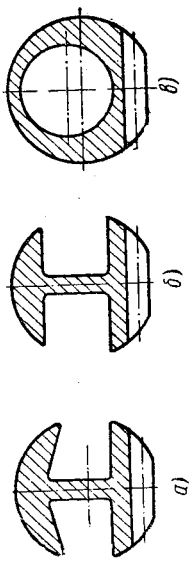
По той же причине здесь не рекомендуется применять подшипники качения. Стандартные подшипники качения не рассчитаны на длительную работу в таких условиях, поэтому, как правило, у них очень быстро разрушаются сепараторы, которые перегру-

неизбежные геометрические неточности, допускаемые при обработке корпуса двигателя и нарезании зубьев реек.

На фиг. 9 показано крепление реек к жесткой траверсе, осуществляемое в дизель-компрессоре 1ДК. В этом случае рейки крепятся шарнирно к траверсе при помощи пальцев как и в предыдущем случае. У дизель-компрессора КС-10 рейки крепятся непосредственно к поршню компрессора (как это делается обычно у СИПГ) при помощи шаровых шарниров.

В случае крепления к жесткой траверсе или к поршням компрессора возрастают требования к точности изготовления реек. Расстояние у всех реек от оси отверстия под палец (или от опорной плоскости) до крайнего зуба должны быть равны.

При конструировании реечного или шагнутого синхронизирующего механизма стремятся к предельно возможному облегчению



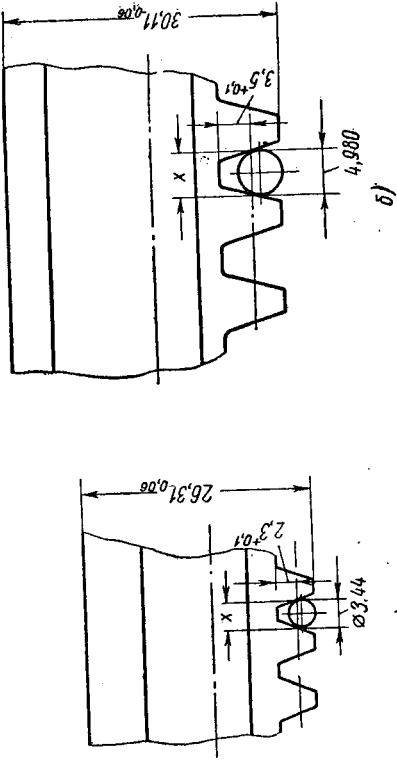
Фиг. 116. Поперечные сечения реек синхронизирующих механизмов.

деталей для уменьшения общего веса поршневых групп и, особенно, для снижения инерционных усилий нагружающих места крепления реек к поршням. При помощи продольных облегчающих выемок на рейках (фиг. 116, а и б) удается достичь наибольшего снижения веса, однако существенный недостаток такого способа облегчения заключается в том, что на трещах поверхностях реек имеются кромки, способствующие неравномерному износу направляющих втулок реек.

При помощи внутреннего сверления, примененного на 1ДК (фиг. 116, в) трудно достичь такого же облегчения рейки, как в первых двух случаях, однако износ втулки существенно уменьшается и становится более равномерным по окружности.

Зубья рейки можно нарезать различными способами. При опытном производстве проще всего нарезать зубья дисковыми модульными фрезами на универсально-фрезерном станке с точным нониусом для отсчета величины продольной подачи стола или с использованием плиток Иогансона и индикаторной головки (мессуры). Следует стремиться к предельной достижимой точности шага зубьев: геометрия зубьев должна быть не ниже 2-го класса точности. В табл. 22 приведены некоторые размеры реек и шестерен синхронизирующих механизмов, а на фиг. 117 — размеры для контроля зуба рейки.

Шестерни синхронизирующих механизмов работают в весьма сложных условиях двойного зацепления и знакопеременных вращений. В результате часто меняющихся знакопеременных нагру-



Фиг. 117. Размеры для контроля зуба рейки: а — 1ДК; б — ДК-2.

жаются знакопеременными инерционными усилиями. Игольчатые и роликовые подшипники, как и шариковые, не обеспечивают необходимой надежности работы. Лучше всего в этих условиях работают подшипники скольжения.

Таблица 22

Размеры зубчатых зацеплений синхронизирующих механизмов

Марка дизель-компрессора	Детали	Число зубьев	Модуль в мм	Шаг в мм	Угол зацепления в град.	Высота зуба в мм			Толщина зуба по диаметру начальной окружности в мм	Диаметр межзубной стержня в мм
						головки	ножки	зуба		
1ДК	Рейка	28	2	6,28	15	4,3	—	—	—	3,440
	Шестерня	20	2	6,283	15	4,3	2	2,3	3,141	—
ДК-2	Рейка	31	3	9,42	15	6,5	—	—	—	4,980
	Шестерня	32	3	9,425	15	6,5	3	3,5	4,712	—

Примечание. Допуск по шагу $\pm 0,02$ мм, допуск по диаметру $\pm 0,005$ мм.

Наиболее сложные и высокие требования предъявляются к материалам ответственных деталей СПДК и их термической и механической обработке.

Физико-механические и химические свойства трущихся металлов, их поверхностная твердость определяют работоспособность и износостойкость сопряженных деталей при условии, что правильно выбраны тип смазочного масла и режим смазки.

Ошибки в назначении материала приводят к недостаточным механической и усталостной прочности, сопротивляемости воздействию температур и коррозии, а также к повышенным износам и даже задирам трущихся деталей. Поэтому при выборе материала учитывают условия работы деталей (величину и характер воспринимаемых нагрузок, условия смазки, скорости движения, температурные и коррозионные условия и т. д.). Особенно важно учитывать опыт использования тех или иных металлов в существующих конструкциях, наиболее близких по основным рабочим параметрам и условиям работы.

Для обеспечения лучших условий работы и минимального износа надо избегать применения для сопряженных деталей однородных металлов с равной твердостью; при этом следует стремиться к тому, чтобы в результате работы трущейся пары изнашивались меньше детали, ремонт которых более трудоемок.

При выборе металла и назначении его твердости для той или иной детали необходимо иметь в виду следующие основные положения.

Поверхности, имеющие большую твердость, при прочих равных условиях, обладают, как правило, и большей износостойкостью.

Повышенная износостойкость твердых поверхностей может быть использована в полной мере только при условии достаточной чистоты обработки, так как выкрашивающиеся в результате износа твердые частицы металла, вдавливаясь под действием нагрузок в более мягкий металл сопряженной детали, действуют на твердую поверхность подобно абразиву.

Износостойкость деталей, изготовляемых из углеродистых сталей, повышается с увеличением содержания углерода в стали, так как при соответствующей термической обработке может быть достигнута и большая твердость их. Однако следует помнить, что с увеличением твердости возрастает и хрупкость металла, поэтому применение высокоуглеродистых сталей для изготовления деталей, работающих с ударными нагрузками, недопустимо. В таких случаях применяют низкоуглеродистые стали, поверхность которых насыщают углеродом, проводя специальную обработку (например, цементация) с последующей закалкой науглероженного слоя. Можно также применять высокоуглеродистые стали с поверхностной закалкой токами высокой частоты. При этом сердцевина металла остается вязкой.

Износостойкость чугуна возрастает с увеличением содержания перлита; наибольшей износостойкостью обладает перлитный чугун, а наименьшей — ферритный; при этом феррит способствует образованию задилов. Увеличение содержания связанного углерода в сером чугуне до 0,6% значительно повышает его износостойкость. С повышением содержания кремния сопротивляемость чугуна износу понижается.

При одинаковом составе чугуна и одинаковой структуре основной массы износ зависит от формы графитных включений: у чугуна с длинными и тонкими частицами графита износ меньше, чем у чугуна с точечным графитом.

При глобулярной (шаровидной) форме графитовых включений механическая прочность магниевого чугуна резко возрастает; особенно повышается сопротивляемость изгибу и упругость. Например, поршневое кольцо, изготовленное из такого чугуна удается разогнуть полностью без излома; упругость его в рабочем состоянии повышается.

При одинаковой твердости чугуна перлитной структуры, полученной отливкой, имеет большую износостойкость, чем перлитно-сорбитовый, полученный в результате термообработки.

Чтобы облегчить задачу выбора металла для деталей вновь проектируемого дизель-компрессора, в табл. 23—26 приведены перечни материалов дизель-компрессоров ДК и ДК2, а также данные характеристики материалов, получивших распространение в дизельестроении и компрессоростроении.

Т а б л и ц а 23

Механические свойства чугунов, рекомендуемых для СПДК

Марка чугуна	Пределы прочности в кг/мм ²				Условный предел текучести при растяжении в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Твердость по Бринеллю НВ
	при растяжении	при изгибе	при сжатии	при растяжении			
СЧ 21-40	21	40	75	—	—	—	170—241
СЧ 28-48	28	48	100	—	—	—	170—241
СЧ 24-44	24	44	—	—	—	—	170—241
Высокопрочный чугун (по ГОСТу 7293-54)							
ВЧ 45-0	45	—	—	36	—	—	187—255
ВЧ 50-1,5	50	—	—	38	1,5	—	187—225
ВЧ 60-2	60	—	—	42	2,0	—	197—269
ВЧ 45-5	45	—	—	33	5,0	—	170—107
ВЧ 40-10	40	—	—	30	10,0	—	156—197

Таблица

Химический состав сталей, рекомендуемых для СПЛК

Наименование стали	Марка стали	Химический состав в %					
		C	Mn	Si	S, не более	P, не более	Ni
Углеродистая обыкновенная (по ГОСТу 380-57).	Ст. 3	0.14—0.22	0.4—0.65	0.12—0.3	0.055	0.050	—
Углеродистая качественная (по ГОСТу 1050-57).	10	0.07—0.13	0.35—0.65	0.17—0.37	0.040	0.035	<0.25
	20	0.17—0.24	0.35—0.65	0.17—0.37	0.040	0.040	<0.25
	40	0.37—0.44	0.50—0.80	0.17—0.37	0.040	0.040	<0.25
	45	0.42—0.49	0.50—0.80	0.17—0.37	0.040	0.040	<0.25
Углеродистая качественная с повышенным содержанием марганца (по ГОСТу 1050-57).	65Л	0.62—0.70	0.90—1.20	0.17—0.37	0.040	0.040	<0.25
	45Л2	0.42—0.49	1.40—1.80	0.17—0.37	0.040	0.040	<0.25
Легированная (по ГОСТу 4543-57).	15Х	0.12—0.18	0.40—0.70	0.17—0.37	0.035	0.035	<0.25
	20Х	0.17—0.23	0.5—0.8	0.17—0.37	0.035	0.035	<0.25
	40Х	0.37—0.45	0.5—0.8	0.17—0.37	0.035	0.035	<0.25
Хромомолибденовая	38ХЮ	0.35—0.43	0.2—0.5	0.17—0.37	0.035	0.035	<0.5
Хромоникелевая	12ХН3А	<0.15	0.3—0.6	0.17—0.37	0.025	0.025	2.80—3.20

Продолжение табл. 24

Наименование стали	Марка стали	Химический состав в %					
		C	Mn	Si	S, не более	P, не более	Ni
Хромокремнистая окислостойкая (по ГОСТу 5632-51).	Х9С2 (ЭКС8)	0.35—0.5	<0.7	2.0—3.0	0.030	0.030	<0.6
Хромистая нержавеющая.	3Х13 (ЭХ3)	0.25—0.34	<0.6	<0.6	0.030	0.035	<0.6
Жаропрочная	4Х14Н14В2М (ЭН69)	0.40—0.50	<0.7	<0.8	0.030	0.030	13.0—15
Кислотостойкая	1Х18Н9 (ЭН1)	<0.14	<2.0	<0.8	0.030	0.035	8—11
Кремнистая пружинная (по ГОСТу 2052-53).	60С2	0.57—0.65	0.6—0.9	1.5—2.0	0.040	0.040	<0.4
Пружинная проволока (по ГОСТу 5047-49).	ПЖ	0.7—0.8	0.3—0.6	0.15—0.3	0.030	0.035	<0.3
Углеродистое стальное литейное (по ГОСТу 977-58).	35Л	0.32—0.40	0.5—0.8	0.17—0.37	0.050	0.050	—

1. Для марок сталей Ст. 3, Ст. 5 содержание С, Мн, Si не гарантируется.
 2. Для стали 38ХЮ содержание Al 0.50—0.80.
 3. В стали 4Х14Н14В2М содержание Мо 0.25—0.40; W 2.0—2.75.

Термическая обработка, прочность и твердость сталей, рекомендуемых для СПДК

Таблица 25

Марка стали	Твердость H_B в отожженном состоянии (по-ставки) не более	Температура в °C термической обработки					Твердость H_B сердцевины после термо-обработки	Размер сечения в мм	Предел теку- чести в кг/мм ² при удовле- творительной вязкости и пластичности (категория прочности)
		нормализации	цементации	Закалки		Отпуска в °C			
				температура	среда охлаждения				
Ст. 3	140	—	—	—	—	—	—	До 250	23
Ст. 5	170	—	—	—	—	—	—	Любое	30
10	137	—	900—950	800	Вода	180—200	137	До 20	25
20	156	—	900—930	780—800	"	180—200	140—156	" 50	28
40	207	860	—	850	"	550—620	192—228	" 100	40
65Г	229	810—840	—	830	Масло	480	40	" 80	80
45Г2	229	830—850	—	820—850	"	550—620	250—311	" 15	120
15Х	179	880	910—950	880	Вода или масло	180	179	" 80	40—80
20Х	179	880	900—930	880	То же	180	197	" 60	60
40Х	207	—	—	850	Масло	550	230—280	" 60	65
38ХЮ	229	—	Азотиро- вание	930	Масло или вода	630	260	" 60	85
12ХН3А	217	880	520—560	860	Масло	180	260	" 80	85
Х9С2	241	950	900—950	1000	"	820	280	" 60	84 при 20°
3Х13	300	860	—	1050	Воздух или масло	200—300	240—300	" 60	40 при 600°
4Х14Н14В2М (ЭИ69)	270	—	—	1170—1200	Воздух или вода	—	150—210	Любое	50 при 300°
60С2	285	—	—	870	—	460	350—415	До 15	30 при 500°
									5,3 при 600°
									2,3 при 700°
									0,55 при 800°
									120

Примечание. Стали 40 и 40Х можно применять для деталей с поверхностной закалкой.

Примечание. Стали 40 и 40Х можно применять для деталей с поверхностной закалкой.

Материалы основных деталей СПДК 1ДК и ДК-2

Таблица 26

Наименование детали	Материал	Примечания
Корпус цилиндра (со вставными гильзами) и крышки цилиндров 1ДК и ДК-2	Чугун СЧ 21-40	—
Корпус компрессора с воздушным охлаждением 1ДК	Чугун № 1	По нормам заводов ЗИЛ или ГАЗ
Поршень двигателя ДК-2	Чугун СЧ 28-48	—
Жаровая накладка поршня двигателя 1ДК	Сталь 1Х18Н9	—
Корпус поршня двигателя 1ДК	Чугун ВЧ 45-5	—
Поршни компрессора и поршневые кольца компрессора ДК-2 и 1ДК и двигателя ДК-2	Чугун СЧ 28-48	—
Поршневые кольца двигателя 1ДК	Чугун	Магний по ТУ 464 твердость $H_{Rc} = 94 \div 102$
Гильза цилиндра двигателя ДК-2	Сталь 45	Твердость $H_B = 197 \div 229$
Втулка гильзы цилиндра двигателя ДК-2	Чугун СЧ 28-48	—
Гильза цилиндра двигателя 1ДК	Сталь 40Х	Закалка рабочей поверхности т.в.ч. до твердости $H_{Rc} > 56$
Клапанные плиты 1ДК, седло и розетка клапана первой ступени компрессора ДК-2	Сталь 35	Твердость $H_B = 187 \div 229$
Пластина самодельного клапана компрессора 1ДК	—	Из ленты пружинной термообработанной для пружин $0,35 \times 8$; повышенной точности 1-го сорта по ЧМТУ 3664-53
Тарелка клапана первой ступени компрессора ДК-2	Сталь 65С2ВА	Из стальной ленты $1,2 \times 2,4$ по ГОСТу 2283-57, твердость $H_{Rc} = 42 \div 50$
Пружина клапана первой ступени компрессора ДК-2	Проволока В	Из пружинной проволоки по ГОСТу 5047-49

Наименование детали	Материал	Примечания
Рейка синхронизирующего механизма: 1ДК	Сталь 45	Твердость $H_{RC} = 30 \div 34$
ДК-2	Сталь ОХНЗМ	По ЧМТУ 3712-13 или ТУ МОП 20-54; твердость $H_B = 269 \div 311$
Шестерня синхронизирующего механизма 1ДК и ДК-2 .	Сталь 12ХНЗА	Зубья цементованы на глубину 0,6—0,8 мм до твердости $H_{RC} = 58 \div 62$
Втулка рейки синхронизирующего механизма 1ДК и ДК-2	Бронза Бр. ОФ 10-1	Твердость $H_B = 80 \div 100$
Крышка компрессорного цилиндра с воздушным охлаждением 1ДК	Ал1	Алюминиевый сплав по ГОСТу 2685—53 $H_B = 95$

Качество основных материалов регламентируется следующими стандартами: ГОСТ 380-57 — сталь углеродистая обыкновенного и повышенного качества; ГОСТ 1050-57 — сталь углеродистая качественная машиностроительная; ГОСТ 4543-57 — сталь легированная машиностроительная; ГОСТ 2052-53 — сталь качественная резанная машиностроительная; ГОСТ 5949-51 — сталь сортовая сорно-пружинная горячекатаная; ГОСТ 8479-57 — поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали; ГОСТ 977-58 — отливки из углеродистой стали; ГОСТ 1412-54 — отливки из серого чугуна; ГОСТ 7293-54 — отливки из высокопрочного чугуна; ГОСТ 613-50 — бронзы оловянные вторичные литейные; ГОСТ 5017-49 — бронзы оловянные, обрабатываемые давлением; ГОСТ 493-54 — бронзы безоловянные; ГОСТ 1019-47 — сплавы медно-цинковые (латуни); ГОСТ 2685-53 — сплавы алюминиевые литейные; ГОСТ 4784-49 — сплавы алюминиевые деформируемые.

При выборе стали стремятся к обеспечению минимальной стоимости как самого материала, так и технологических операций ее обработки, но, конечно, не в ущерб требованиям надежности и долговечности работы детали в эксплуатационных условиях.

Обязательно также учитывать технологические особенности термической и механической обработки, например, для изделий сложной конфигурации (рейки и шестерни синхронизирующего механизма, гильзы цилиндра двигателя и т. п.) закалка в воде может быть нежелательна из-за вызываемых ею значительных внутренних напряжений, ведущих к деформации детали и к трещинам. В этом случае целесообразно применять высоколегированные (более доро-

гие) стали, допускающие закалку в масле. При этом, как правило, следует применять высокий отпуск, обеспечивающий более полное снятие внутренних напряжений.

Для большинства деталей, имеющих относительно простую конфигурацию, важнейшим показателем стали является ее прокаливаемость, достигаемая сочетанием различных легирующих элементов (по В конструкционной стали стоимость легирующих элементов (по ее возрастанию) можно представить в такой последовательности: марганец, кремний, хром, никель, вольфрам, молибден.

Легированные стали обладают лучшей прокаливаемостью, чем углеродистые.

Ударная вязкость является характеристикой, отражающей прокаливаемость. Чем выше прокаливаемость, тем выше значение ударной вязкости (для высокоотпущенной стали) при прочих равных условиях.

Прочность образцов стали малых сечений, подвергаемых закалке и отпуску, зависит только от содержания углерода. Влияние легирующих элементов на прокаливаемость ощутимо лишь для образцов большого сечения, где прочность легированной стали после термической обработки становится больше прочности углеродистой или низколегированной стали. Поэтому вопрос о выборе марки стали для каждой данной детали окончательно может быть решен опытным путем при совместном участии конструктора, металлурга и технолога.

По характеру целесообразной термической обработки конструкционные стали подразделяются на пять групп.

1. Стали, применяемые после горячей обработки давлением без последующей термической обработки. Легирующие элементы, как хром, никель и некоторые другие, повышают твердость и прочность катаной и кованой стали, замедляя структурные превращения.

2. Стали, подвергаемые нормализации в состоянии поставки. К этой группе относятся углеродистые и низколегированные стали с содержанием углерода до 0,5%.

3. Стали, подвергаемые закалке и высокому отпуску.

4. Стали, подвергаемые цементации или другим операциям химико-термической обработки.

Большое значение для деталей синхронизирующего механизма СПДК имеет усталостная прочность стали. Многочисленные исследования позволяют принять для большинства марок конструкционной стали (в термически обработанном состоянии) предел усталости при знакопеременном изгибе полированных образцов, равным 0,45—0,55 от предела прочности.

Повышение усталостной прочности наклепом, азотированием и т. п. имеет одинаковое значение для всех марок стали. Для всех известных и применяемых в производстве средне- и низколегированных марок конструкционной стали, термически обработанной на структуру сорбита отпуски, при одинаковом пределе

прочности предел усталости следует считать практически одинаковым.

Необходимо иметь в виду, что значения предела усталости лабораторного образца значительно отличаются от предела усталости деталей сложной формы, изготовленной из той же стали. Поэтому для определения действительного значения предела усталости детали необходимо подвергнуть испытанию на специальной установке.

Если не представляется возможным выполнить испытания детали на усталость, то рекомендуется принимать при расчетах деталей синхронизирующего механизма допустимое напряжение не выше 10 кг/мм^2 .

Низкий отпуск конструкционной стали после закалки находит все более широкое распространение в тех случаях, когда необходимо обеспечить высокие механические свойства деталей, а также высокое сопротивление износу. При такой термообработке среднеуглеродистых легированных сталей в некоторых случаях обходится без применения цементуемых сталей. Так, для шестерен с успехом применяется сталь 45X с низким отпуском после закалки. Также хорошие результаты получены с шестернями из кремнистой легированной стали, обладающей высокой твердостью и вязкостью при низком отпуске, 40СХА, 35ХГС и др. Эти стали позволяют получать твердость на поверхности изделия $H_{RC} \geq 50$ при высокой ударной вязкости и пластичности стали ($a_k \geq 4 \text{ кг/см}^2$, $\psi = 35\%$).

Изделия, подвергаемые поверхностной закалке, обычно изготовляют из низколегированных или углеродистых сталей с содержанием углерода 0,4% и выше.

Рекомендуется перед поверхностной закалкой деталь подвергнуть закалке с высоким отпуском (порядка 600—650°С). В этом случае высокая поверхностная твердость, полученная после поверхностной закалки, будет сочетаться с высокой прочностью детали в целом.

Цементация — весьма трудоемкая и дорогостоящая операция, поэтому она должна применяться только в случаях действительной необходимости. Нерационально применять цементацию, если поверхностная твердость детали может быть менее $H_{RC} = 53$.

Поверхность малоответственных (в отношении поверхностного износа) цементуемых деталей должна иметь твердость $H_R \geq 53$, поверхность ответственных деталей (например, пальца крепления рейки синхронизирующего механизма) должна иметь твердость $H_{RC} \geq 56$.

Если глубина твердого слоя может быть равной 0,5 мм и менее, то вместо обычной цементации необходимо применять другие, более дешевые методы химико-термической обработки: цианирование, жидкостную цементацию и т. п.

Рациональные ступени глубины цементации, указываемые на чертеже: 0,5—0,8; 0,8—1,2; 1,2—1,6 и 1,6—2,0 мм.

Ввиду высокой тепловой напряженности поршней и гильз цилиндров двигателя СПДК может возникнуть необходимость применения жаропрочных сталей и сплавов.

Окалиностойкость, или жаростойкость металлов характеризует способность металлов противостоять образованию на поверхности слоя окислов или других соединений при воздействии газовой среды, содержащей кислород, сернистый и другие активно действующие на металл газы.

Способность металла противостоять разрушающему воздействию газов зависит от температуры, химического состава металла и состава газовой среды.

При создании окалиностойких сплавов стремятся к тому, чтобы эти сплавы не образовывали на поверхности окислов железа и других металлов типа FeO, но образовывали окислы типа Fe₂O₃ и изоморфных с Fe₂O₃ соединений типа Al₂O₃ и Cr₂O₃. Для этого необходимо наличие в сплаве такого содержания хрома и алюминия, чтобы окисление происходило путем образования прочной пленки окислов, содержащих необходимое количество атомов хрома или алюминия.

Присадка кремния также увеличивает окалиностойкость. Поэтому окалиностойкие сплавы представляют собой сочетание перечисленных элементов.

Действие газовой среды, содержащей сернистые газы, плохо противостоят сплавы с высоким содержанием никеля.

Окалиностойкие сплавы, легированные хромом, кремнием и алюминием, не обладают высокой механической прочностью при высоких температурах.

Жаропрочность — сопротивление механическим нагрузкам при высоких температурах. Жаропрочность зависит от структуры стали (сплава) и ее состава.

Для работы в условиях температур до 350°С могут применяться обычные углеродистые и легированные стали. Для работы в области температур 350—500°С применяют легированные стали перлитного и ферритного классов, легированные хромом, вольфрамом и другими элементами.

Для температур 500—650°С применяют стали аустенитного класса.

Для температур 650—800°С применяют сплавы на никелевой и кобальтовой основе, например сплавы виталиум, ниноник, нихром и др., а также аустенитные сплавы (например, сталь ЭИ69), содержащие вольфрам, молибден, ниобий, титан и другие элементы.

Алюминиевые сплавы позволяют существенно уменьшить общий вес СПДК и, что особенно важно, вес деталей поршневых групп.

Алюминиевые литейные сплавы АЛ1 и АЛ3 рекомендуются для отливки оребренных крышек цилиндров компрессора с воздушным охлаждением. Из этих же сплавов можно изготавливать поршни компрессора и соединительные тронки. Сплавы АЛ4 и АЛ5 рекомендуются для отливки корпусов цилиндров двигателя и компрессоров.

сплав АЛ6 — для корпусов обслуживающих механизмов и деталей привариваемой арматуры.

Деформируемые алюминиевые сплавы АК-4 и АК4-1 могут быть применены для изготовления комбинированных поршней двигателя со стальными жаропрочными накладками.

§ 24. ЗАЗОРЫ, НАТЯГИ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ СОПРЯГАЕМЫМИ ДЕТАЛЯМИ И КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ СОПРЯГАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Необходимым условием хорошей смазки трущихся деталей является наличие вполне определенного зазора между ними, от величины которого зависит количество смазки между трущимися поверхностями, прочность масляной пленки, скорость поступления свежих порций смазки и уноса продуктов истирания, а также безударной работы сопряженных деталей.

В зависимости от количества смазки, находящейся между трущимися поверхностями, между ними может быть полусухое, полужидкостное или жидкостное трение.

Полусухое трение получается в том случае, когда между трущимися поверхностями смазка почти полностью отсутствует, и поверхности непосредственно соприкасаются друг с другом. Износ при этом достигает значительной величины. Происходит это вследствие малой величины зазора, или чрезмерно высоких удельных нагрузок на трущиеся поверхности, или же вследствие чрезмерно высоких температур соприкасающихся деталей, при которых происходит испарение смазочного масла.

Полужидкостное трение получается в том случае, когда между трущимися поверхностями имеется прерывистый слой смазки, недостаточный для полного разделения этих поверхностей. Износ деталей в этом случае также значителен, но меньше, чем при полусухом трении.

Жидкостное трение получается в том случае, когда трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки. В этом идеальном случае износ теоретически совершенно отсутствует. Однако, на практике постоянно происходят местные нарушения смазочного слоя, главным образом за счет микроскопических неровностей на поверхности металла и изменения толщины пленки масла под действием переменных нагрузок, точечных высоких температур, механических включений в масле и других причин. Поэтому и при таком виде трения наблюдается износ деталей, но в значительно меньшей степени, чем при полусухом и полужидкостном трении.

Величины оптимальных зазоров, обеспечивающих наилучшие условия смазки, зависят от многих факторов: относительной скорости движения трущихся поверхностей, удельного давления, рабочих температур деталей, характера передаваемых нагрузок, качества масла, качества обработки трущихся поверхностей и др.

Выбор величин зазоров при конструировании, является одной из наиболее трудно решаемых задач. Для деталей, работающих

в сложных условиях (поршни, поршневые кольца и гильзы цилиндров, зубчатые зацепления) окончательный выбор зазоров может быть сделан лишь после проведения тщательных экспериментальных работ и длительных стендовых и эксплуатационных испытаний новой машины. Поэтому при конструировании необходимо всесторонне учитывать данные по принятым зазорам в существующих машинах, близких по параметрам, размерам, характеру и условиям работы.

При слишком малых зазорах затрудняется образование масляной пленки, происходят постоянные разрывы ее, перегреваются трущиеся детали, что еще больше нарушает масляную пленку, и в конечном результате на поверхностях трущихся деталей образуются задиры.

При больших зазорах смазка не удерживается в них и выжимается под действием нагрузки. В сочленении возникают удары, также разрушающие пленку.

Величина оптимального зазора связана с геометрической точностью и чистой обработкой трущихся поверхностей. Чем точнее обработаны поверхности, тем равномернее будет распределено давление на опорной поверхности и тем менее вероятным будет разрыв масляной пленки в отдельных поясах соприкосновения. Чем чище будет обработана поверхность, тем менее вероятным будет разрыв масляной пленки в отдельных точках соприкосновения выступающих неровностей на поверхностях трения.

В случае неподвижных посадок точность обработки сопряженных поверхностей обеспечивает большую надежность соединения. Для таких деталей, как гильзы цилиндров, втулки, составные поршни, это обеспечивает, также и эффективную передачу тепла охлаждаемым водой стенкам цилиндров. При недостаточной поверхности соприкосновения и загрязненных зазорах отвод тепла будет затруднен, вследствие чего возможны местные перегревы, вызывающие коробление, интенсивный износ, заедание, задиры, пригорание и др.

Для каждой детали в зависимости от условий ее работы, заданной точности изготовления, а также в зависимости от материалов сопряженных поверхностей должно выдерживаться вполне определенное качество поверхности.

Оптимальная чистота обработки поверхности для различных деталей устанавливается экспериментально на основании длительных испытаний конструкции, а также в результате систематизации опыта работы заводов и эксплуатации.

В табл. 27 приведена рекомендуемая чистота обработки главных деталей СПДК.

Качество поверхности не характеризуется одной лишь микromeтрией ее; не менее важное значение имеет также и структура металла в поверхностном слое, зависящая от выбранных режимов резания и методов механической обработки. При механической обработке поверхностный слой металла испытывает значительные деформации и нагрев со стороны режущего инструмента, в результате

Рекомендуемая чистота обработки поверхностей некоторых деталей дизель-компрессоров

Таблица 27

Наименование обрабатываемых поверхностей деталей	Способ окончательной обработки	Величина среднеквадратичной высоты неровностей		Обозначение классов и разрядов чистоты по ГОСТу 2789-51
		в микронах	в микродюй- мах	
Зеркало цилиндров	Хонингование	0,4—0,63	16—25	▽▽▽8а — ▽▽▽8б
Отверстие в гильзе под запрессовку втулки	Шлифование	1,25—2,0	50—80	▽▽▽7а — ▽▽6б
Наружная поверхность втулки под запрессовку в гильзу цилиндра	"	1,25—2,0	50—80	▽▽▽7а — ▽▽6б
Седла предохранительных и других воздушных кла- панов под притирку	"	0,8—1,6	32—64	▽▽▽7в — ▽▽▽7а
Направляющие толкателей и стержней клапанов	Развертывание	0,4—0,8	16—32	▽▽▽8в — ▽▽▽8а
Цилиндрическая поверхность толкателя	Полирование	0,2—0,5	8—20	▽▽▽9в — ▽▽▽8а
Юбка поршня	Шлифование	0,63—1,25	25—50	▽▽▽8а — ▽▽▽7б
Отверстие под палец в рейке и траверсе синхрони- зирующего механизма	Алмазное растачивание или развертывание	0,4—0,63	16—25	▽▽▽8в — ▽▽▽8б
Наружная цилиндрическая поверхность пальца рейки	Полирование или суперфиниш	0,1—0,25	4—10	▽▽▽10в — ▽▽▽9в
Наружная цилиндрическая поверхность рейки синхро- низирующего механизма	Полирование	0,2—0,5	8—20	▽▽▽9в — ▽▽▽8в
Торцовая поверхность поршневых колец	Шлифование	0,25—0,63	10—25	▽▽▽9б — ▽▽▽8б
Наружная поверхность поршневых колец	Обтачивание	2,5—4,0	100—160	▽▽6а — ▽▽5в
Опорные шейки валов, вращающихся в бронзовых или баббитовых втулках	Полирование	0,25—0,5	10—20	▽▽▽9б — ▽▽▽8в
Втулки подшипников	Алмазное растачивание или развертывание	0,4—0,63	16—25	▽▽▽8в — ▽▽▽8б
Клапанная плита-плоскость прилегания пластин	Шлифование	0,25—0,63	10—25	▽▽▽9б — ▽▽▽8б

которых структура его меняется на большей или меньшей глубине (например, при обработке закаленной поверхности происходит ее частичный отпуск). В результате изменения структуры поверхно-стного слоя износоустойчивость поверхности часто снижается; иногда указанные изменения в структуре являются причиной задиоров трущихся поверхностей. Из опытов известно, что наилучшие резуль-таты в отношении износоустойчивости поверхности и сопротивляемо-сти ее задирам дает такой метод механической обработки, при ко-тором давления и нагрев минимальны. Для зеркала цилиндров в качестве окончательной операции рекомендуется хонингование с обильным охлаждением керосином, а для ответственных цилин-дрических поверхностей (например, юбка поршня) — суперфиниш. В чертежах и технических условиях особо оговаривают необходи-мость выполнения этих операций.