

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Майкопский государственный технологический университет»**

**Энерготехнологическое оборудование насосов и  
компрессорных станций**

Курс лекций

**Майкоп 2019**

**УДК 621.65(075.8)**

**УДК 31.7**

**Э 65**

**Составитель: Старков Н.Н., кандидат технических наук, доцент**

Учебное пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки бакалавров 21.03.01 Нефтегазовое дело

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Лекция №1 Тема 1.1. Введение. Назначение и устройство компрессорных станций на магистральных газопроводах.....	4
2. Лекция № 2. Тема 1.2. Технологические схемы компрессорных станций.....	11
3. Лекция №3. Тема 1.2. Технологические схемы компрессорных станций (продолжение).....	16
4. Лекция №4 Тема 1.3. Системы очистки технологического газа на КС.....	27
5. Лекция №4 (продолжение). Тема 1.4. Системы охлаждения транспортируемого газа на компрессорных станциях.....	33
6. Лекция №5. Тема 1.5. Системы подготовки импульсного, топливного и пускового газа на КС.....	37
7. Тема 1.6. Система маслоснабжения.....	41
8. Лекция №6. Тема 1.7. Газоперекачивающие агрегаты (ГПА) на КС и их компоновка. Типы газоперекачивающих агрегатов, применяемых на КС.....	47
9. Лекция №7. Тема 2.1. Устройство и работа компрессорных машин....	58
10. Лекция №8. Тема 2.2. Нерасчётные режимы работы центробежного нагнетателя газа.....	74
11. Лекция №9. Тема 2.3. Система антипомпажного регулирования центробежного нагнетателя газа.....	85
12. Библиографический список источников информации.....	98

## Лекция №1

**Тема 1.1. Введение. Назначение и устройство компрессорных станций на магистральных газопроводах.**

*Предмет дисциплины «Компрессоры и компрессорные станции», ее задачи и место в подготовке бакалавров. Особенности дальнего транспорта природных газов.*

Основные месторождения газа в России расположены на значительном расстоянии от крупных потребителей. Подача газа к ним осуществляется по газопроводам различного диаметра. При прохождении газа возникает трение потока о стенку трубы, что вызывает потерю давления. Например, при расходе газа 90 млн.м<sup>3</sup>/сут по трубе  $\varnothing$  1400 мм давление убывает с 7,6 до 5,3 МПа на участке  $L = 110$  км. Поэтому транспортировать природный газ в достаточном количестве и на большие расстояния только за счет естественного пластового давления нельзя. Для этой цели необходимо строить компрессорные станции (КС), которые устанавливаются на трассе газопровода через каждые 100 -200 км.

Перед подачей газа в магистральные газопроводы его необходимо подготовить к транспорту на головных сооружениях, которые располагаются около газовых месторождений. Подготовка газа заключается в очистке его от механических примесей, осушке от газового конденсата и влаги, а также удалении при их наличии, побочных продуктов: сероводорода, углекислоты и т.д.

При падении пластового давления около газовых месторождений строят, так называемые, *дожимные компрессорные станции*, где давление газа перед подачей его на КС магистрального газопровода поднимают до уровня 5,5-7,5 МПа. На магистральном газопроводе около крупных потребителей газа сооружаются *газораспределительные станции* для газоснабжения потребителей.

Принципиальная схема расположения КС вдоль трассы магистрального газопровода приведена на рис. 1.1, где одновременно схематично показаны изменения давления и температуры газа между компрессорными станциями.

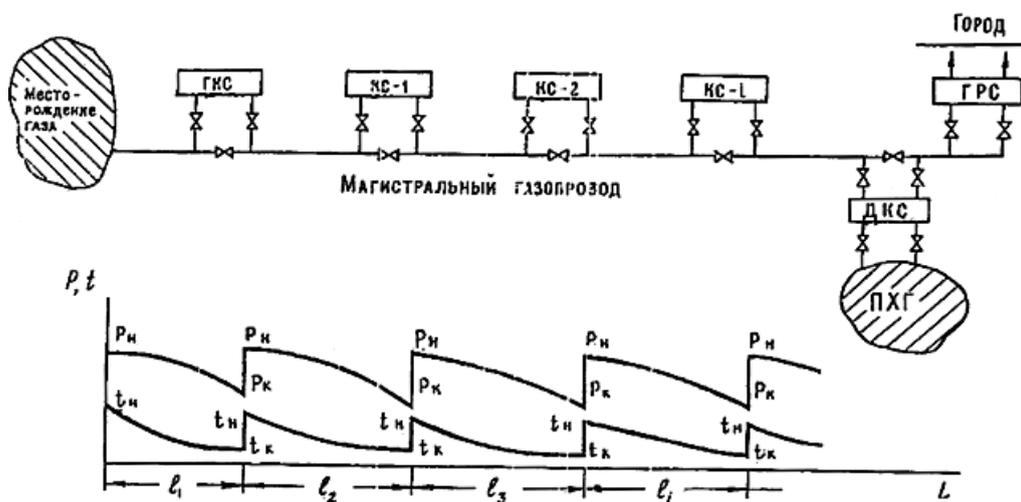


Рис. 1.1. Схема газопровода и изменения давления и температуры газа вдоль трассы

Транспорт газа на большие расстояния представляет собой весьма сложную техническую задачу, от решения которой во многом зависит развитие газовой промышленности и экономики страны в целом.

На газопроводах в качестве энергопривода КС используются газотурбинные установки, электродвигатели и газомотокомпрессоры - комбинированные агрегаты, в которых привод поршневого компрессора осуществляется от коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

Вид привода компрессорных станций и ее мощность, в основном, определяются пропускной способностью газопровода. Для станций подземного хранения газа, где требуются большие степени сжатия и малые расходы, используются газомотокомпрессоры, а также газотурбинные агрегаты типа "Солар" и ГПА-Ц-6,3, которые могут обеспечивать заданные степени сжатия. Для газопроводов с большой пропускной способностью наиболее эффективное применение находят центробежные нагнетатели с приводом от газотурбинных установок или электродвигателей.

Режим работы современного газопровода, несмотря на наличие станций подземного хранения газа, являющихся накопителями природного газа, характеризуется неравномерностью подачи газа в течение года. В зимнее время газопроводы работают в режиме максимального обеспечения транспорта газа. В случае увеличения расходов пополнение системы обеспечивается за счет отбора газа из подземного хранилища. В летнее время, когда потребление газа снижается, загрузка газопроводов обеспечивается за счет закачки газа на станцию подземного хранения газа.

Оборудование и обвязка компрессорных станций приспособлены к переменному режиму работы газопровода. Количество газа, перекачиваемого через КС, можно регулировать включением и отключением числа

работающих газоперекачивающих агрегатов (ГПА), изменением частоты вращения силовой турбины у ГПА с газотурбинным приводом и т.п. Однако во всех случаях стремятся к тому, чтобы необходимое количество газа перекачать меньшим числом агрегатов, что приводит естественно к меньшему расходу топливного газа на нужды перекачки и, как следствие, к увеличению подачи товарного газа по газопроводу.

Регулирование пропускной способности газопровода отключением работы отдельных КС при расчетной производительности газопровода обычно не практикуется из-за перерасхода энергозатрат на компримирование газа при такой схеме работы. И только в тех случаях, когда подача газа по газопроводу заметно снижается сравнительно с плановой (летом), отдельные КС могут быть временно остановлены.

Переменный режим работы компрессорной станции приводит к снижению загрузки газоперекачивающих агрегатов и, как следствие, к перерасходу топливного газа из-за отклонения от оптимального КПД ГПА.

Характерный вид графиков переменного режима работы газопровода при изменении его производительности показан на рис. 1.2. Из рисунка видно, что наибольшее влияние на режим работы КС и отдельных ГПА оказывают сезонные изменения производительности газопровода. Обычно максимум подачи газа приходится на декабрь-январь, а минимум - на летние месяцы года.

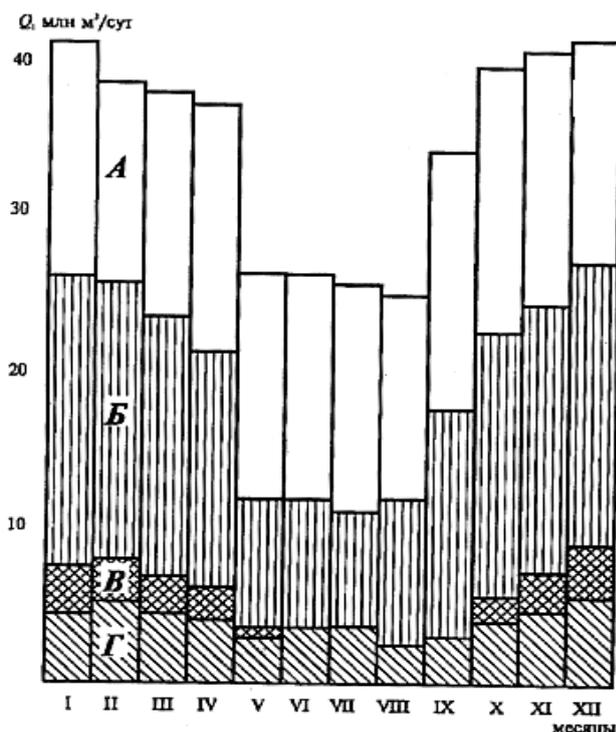


Рис. 1.2. Схема сезонного колебания расхода газа крупного промышленного центра:

А - ТЭЦ; Б - промышленность (включая котельные); В - отопление; Г - коммунально-бытовые потребители

Расход газа, млн.м<sup>3</sup>/сут, через трубопровод длиной  $L$  км определяется следующей формулой (при давлении 0,1013 МПа и 20°С):

$$Q = 105,1 \cdot 10,2 \cdot 10^{-6} \cdot D^{2,5} \sqrt{\frac{P_H^2 - P_K^2}{\lambda \cdot \Delta_B \cdot T_{cp} \cdot Z_{cp} \cdot L}}, \quad (3.1)$$

где  $D$  - внутренний диаметр газопровода, мм;  $P_H$  и  $P_K$  - давление газа соответственно в начале и конце участка газопровода, МПа;  $\lambda \cong 0,009$  - коэффициент гидравлического сопротивления;  $\Delta_B$  - относительная плотность газа по воздуху;  $T_{cp}$  - средняя температура по длине газопровода. К;  $Z_{cp}$  - средний по длине газопровода коэффициент сжимаемости газа;  $L$  - длина участка газопровода, км.

На основании этой формулы можно вычислить пропускную способность газопровода на участке между двумя КС.

*Положение КС* на трассе МГ ориентировочно определяется расчетным путем. Далее место строительства КС уточняется с учетом условий строительства станции, близости населенных пунктов, возможности совмещения с уже существующими КС и наличия источников электроэнергии и воды.

*Расчет режима работы МГ* производится после окончательной расстановки КС, уточнения участков с различной толщиной стенок труб и протяженности участков с резервными нитками и лупингом. Для каждого месяца года определяется пропускная способность газопровода, давление и температура на входе и выходе каждой из КС и потребление топливного газа и электроэнергии. Расчет заканчивается определением годовой производительности  $Q_G$

$$Q_G = K_H \cdot 10^{-3} \sum_{i=1}^{12} Q_i \tau_i, \quad (3.2)$$

где  $Q_G$  - годовая производительность МГ, млрд. м<sup>3</sup> год;

$K_H$  - коэффициент использования пропускной способности;

$Q_i$  - суточная пропускная способность МГ в  $i$ -ом месяце;

$\tau_i$  - количество суток в месяце.

С ростом пропускной способности газопроводов за счет увеличения диаметра трубы и рабочего давления растет температура газа, протекающего по трубопроводу. Для повышения эффективности работы газопровода и прежде всего для снижения мощности на транспортировку газа необходимо на выходе каждой КС устанавливать аппараты воздушного охлаждения газа. Снижение температуры необходимо еще и для сохранения изоляции трубы.

Важным фактором по снижению энергозатрат на транспорт газа является своевременная и эффективная очистка внутренней полости трубопровода от разного вида загрязнений. Внутреннее состояние трубопровода довольно сильно влияет на изменение энергетических затрат, связанных с преодолением сил гидравлического сопротивления во внутренней полости трубопровода. Создание высокоэффективных очистных устройств с большим моторесурсом позволяет стабильно поддерживать производительность газопровода на проектном уровне, снижать энергозатраты на транспорт газа примерно на 10-15%.

**Таким образом, для уменьшения затрат мощности КС на перекачку газа, увеличения пропускной способности газопровода и экономии энергоресурсов на перекачку газа всегда выгодно поддерживать максимальное давление газа в трубопроводе, снижать температуру перекачиваемого газа за счет его охлаждения на станциях, использовать газопроводы большего диаметра, периодически осуществлять очистку внутренней полости трубопровода.**

### ***Назначение и состав основного оборудования компрессорных станций (КС), принципиальная схема его компоновки. Типы КС на магистральных газопроводах.***

При движении газа по трубопроводу происходит потеря давления из-за разного гидравлического сопротивления по длине газопровода. Падение давления вызывает снижение пропускной способности газопровода. Одновременно понижается температура транспортируемого газа, главным образом, из-за передачи теплоты от газа через стенку трубопровода в почву и атмосферу.

Для поддержания заданного расхода транспортируемого газа путем повышения давления через определенные расстояния вдоль трассы газопровода, как отмечалось выше, устанавливаются компрессорные станции.

Перепад давления на участке между КС определяет степень повышения давления в газоперекачивающих агрегатах. Давление газа в газопроводе в конце участка равно давлению на входе в газоперекачивающий агрегат, а давление в начале участка равно давлению на выходе из АВО газа.

Современная компрессорная станция (КС) - это сложное инженерное сооружение, обеспечивающее основные технологические процессы по подготовке и транспорту природного газа.

Компрессорная станция - неотъемлемая и составная часть магистрального газопровода, обеспечивающая транспорт газа с помощью энергетического оборудования, установленного на КС. Она служит управляющим элементом в комплексе сооружений, входящих в магистральный газопровод. Именно параметрами работы КС определяется режим работы газопровода. Наличие КС позволяет регулировать режим работы газопровода при колебаниях потребления газа, максимально используя при этом аккумулирующую способность газопровода.

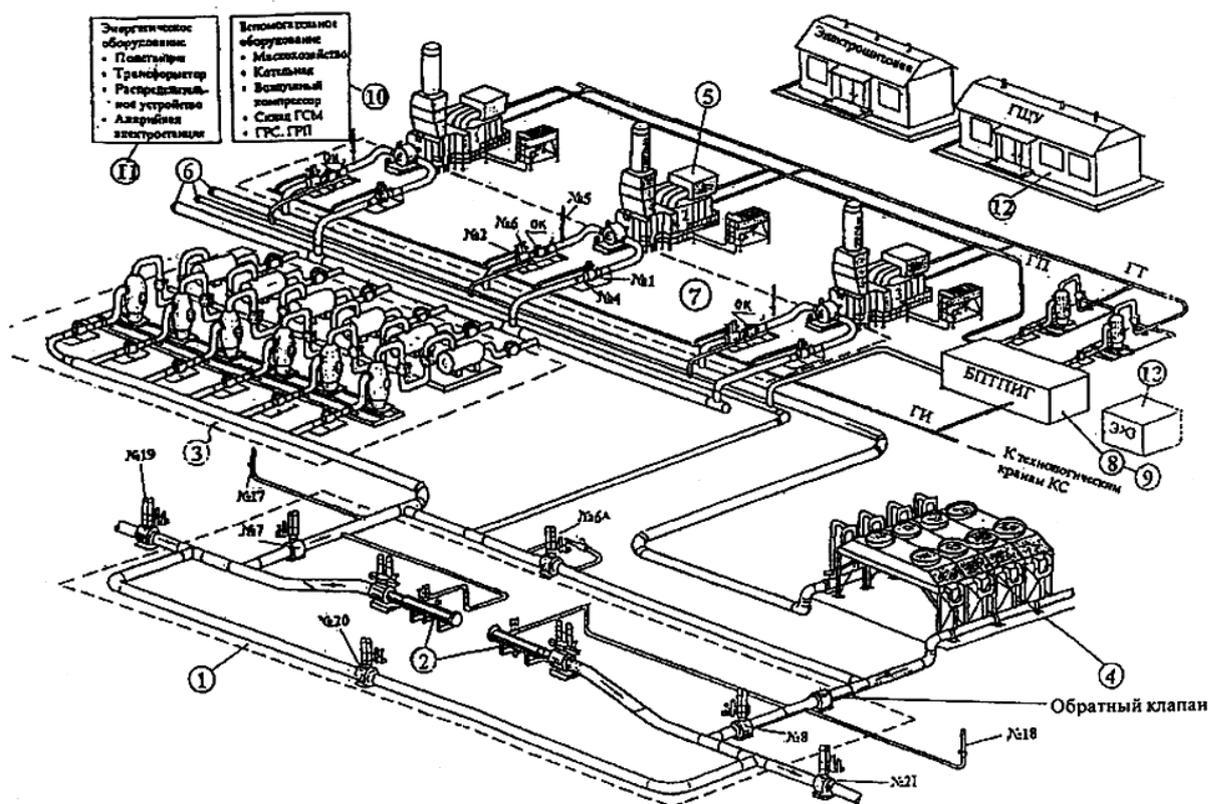


Рис. 1.3. Принципиальная схема компоновки основного оборудования компрессорной станции

На рис. 1.3 показана принципиальная схема компоновки основного оборудования компрессорной станции, состоящей из 3 ГПА. В соответствии с этим рисунком в состав основного оборудования входит: 1 - узел подключения КС к магистральному газопроводу; 2 - камеры запуска и приема очистного устройства магистрального газопровода; 3 - установка очистки технологического газа, состоящая из пылеуловителей и фильтр-сепараторов; 4 - установка охлаждения технологического газа; 5 - газоперекачивающие агрегаты; 6 - технологические трубопроводы обвязки

компрессорной станции; 7 - запорная арматура технологических трубопроводов обвязки агрегатов; 8 - установка подготовки пускового и топливного газа; 9 - установка подготовки импульсного газа; 10 - различное вспомогательное оборудование; 11 - энергетическое оборудование; 12 - главный щит управления и система телемеханики; 13 - оборудование электрохимической защиты трубопроводов обвязки КС.

*На магистральных газопроводах различают три основных типа КС: головные компрессорные станции, линейные компрессорные станции и дожимные компрессорные станции.*

**Головные компрессорные станции (ГКС)** устанавливаются непосредственно по ходу газа после газового месторождения. По мере добычи газа происходит падение давления в месторождении до уровня, когда транспортировать его в необходимом количестве без компремирования уже нельзя. Поэтому для поддержания необходимого давления и расхода строятся головные компрессорные станции. Назначением ГКС является создание необходимого давления технологического газа для его дальнейшего транспорта по магистральным газопроводам. Принципиальным отличием ГКС от линейных станций является высокая степень сжатия на станции, обеспечиваемая последовательной работой нескольких ГПА с центробежными нагнетателями или поршневыми газомото-компрессорами. На ГКС предъявляются повышенные требования к качеству подготовки технологического газа.

**Линейные компрессорные станции** устанавливаются на магистральных газопроводах, как правило, через 100-150 км. Назначением КС является компремирование поступающего на станцию природного газа, с давления входа до давления выхода, обусловленных проектными данными. Тем самым обеспечивается постоянный заданный расход газа по магистральному газопроводу. В России строятся линейные газопроводы в основном на давление  $P_{пр} = 5,5$  МПа и  $P_{пр} = 7,5$  МПа.

**Дожимные компрессорные станции (ДКС)** устанавливаются на подземных хранилищах газа (ПХГ). Назначением ДКС является подача газа в подземное хранилище газа от магистрального газопровода и отбор природного газа из подземного хранилища (как правило, в зимний период времени) для последующей подачи его в магистральный газопровод или непосредственно потребителям газа. ДКС строятся также на газовом месторождении при падении пластового давления ниже давления в магистральном трубопроводе. Отличительной особенностью ДКС от линейных КС является высокая степень сжатия 2-4, улучшенная подготовка технологического газа (осушители, сепараторы, пылеуловители),

поступающего из подземного хранилища с целью его очистки от механических примесей и влаги, выносимой с газом.

Около потребителей газа строятся также газораспределительные станции (ГРС), где газ редуцируется до необходимого давления ( $p = 1,2; 0,6; 0,3$  МПа) перед подачей его в сети газового хозяйства.

*Производственные объекты, системы и сооружения, входящие в комплекс КС. Компрессорный цех (КЦ), состав оборудования КЦ. Требования безопасности при эксплуатации КС (для самостоятельного изучения).*

## Лекция №2

### Тема 1.2. Технологические схемы компрессорных станций.

#### *Назначение технологической обвязки КС (КЦ).*

Технологическая обвязка КС (компрессорного цеха) предназначена для:

- приема на КС технологического газа из магистрального газопровода;
- очистки технологического газа от мехпримесей и капельной влаги в пылеуловителях и фильтр-сепараторах;
- распределения потоков для последующего сжатия и регулирования схемы загрузки ГПА;
- охлаждения газа после компремирования в АВО газа;
- вывода КЦ на станционное "кольцо" при пуске и остановке;
- подачи газа в магистральный газопровод;
- транзитного прохода газа по магистральному газопроводу, минуя КС;
- при необходимости сброса газа в атмосферу из всех технологических газопроводов компрессорного цеха через свечные краны.

В зависимости от типа центробежных нагнетателей, используемых на КС, различают две принципиальные схемы обвязок ГПА:

- схема с последовательной обвязкой, характерная для неполнонапорных нагнетателей;
- схема с параллельной коллекторной обвязкой, характерная для полнонапорных нагнетателей.

Неполнонапорные нагнетатели. Проточная часть этих нагнетателей рассчитана на степень сжатия 1,23-1,25. В эксплуатации бывает необходимость в двух- или трехступенчатом сжатии, т.е. в обеспечении степени сжатия 1,45 и более, это в основном на СПХГ.

Полнонапорные нагнетатели. Проточная часть этих нагнетателей сконструирована таким образом, что позволяет при номинальной частоте вращения ротора создать степень сжатия до 1,45 – 1,51, определяемую



Сразу за краном № 7 по ходу газа установлен свечной кран № 17. Он служит для стравливания газа в атмосферу из технологических коммуникаций станции при производстве на них профилактических работ. Аналогичную роль он выполняет и при возникновении аварийных ситуаций на КС.

После крана № 7 газ поступает к установке очистки, где размещены пылеуловители и фильтр-сепараторы. В них он очищается от мехпримесей и влаги.

После очистки газ по трубопроводу Ду 1000 поступает во входной коллектор компрессорного цеха и распределяется по входным трубопроводам ГПА Ду 700 через кран № 1 на вход центробежных нагнетателей.

После сжатия в центробежных нагнетателях газ проходит обратный клапан, выходной кран № 2 и по трубопроводу Ду 1000 поступает на установку охлаждения газа (АВО газа). После установки охлаждения, газ через выкидной шлейф по трубопроводу Ду 1200, через выходной кран № 8, поступает в магистральный газопровод.

Перед краном № 8 устанавливается обратный клапан, предназначенный для предотвращения обратного потока газа из газопровода. Этот поток газа, если он возникнет при открытии крана № 8, может привести к обратной раскрутке центробежного нагнетателя и ротора силовой турбины, что в конечном итоге приведет к серьезной аварии на КС.

Назначение крана № 8, который находится на узле подключения КС, аналогично крану № 7. При этом стравливание газа в атмосферу происходит через свечной кран № 18, который установлен по ходу газа перед краном № 8.

На узле подключения КС между входным и выходным трубопроводом имеется перемычка Ду 1200 с установленным на ней краном № 20. Назначение этой перемычки - производить транзитную подачу газа, минуя КС в период ее отключения (закрываются краны № 7 и 8; открываются свечи № 17 и 18).

На узле подключения КС установлены камеры приема и запуска очистного устройства магистрального газопровода. Эти камеры необходимы для запуска и приема очистного устройства, которое проходит по газопроводу и очищает его от механических примесей, влаги, конденсата. Очистное устройство представляет собой поршень со щетками или скребками, который движется до следующей КС в потоке газа, за счет разности давлений - до и после поршня.

На магистральном газопроводе, после КС, установлен и охранный кран № 21, назначение которого такое же, как и охранный кран № 19.

При эксплуатации КС может возникнуть ситуация, когда давление на выходе станции может приблизиться к максимальному разрешенному или проектному. Для ликвидации такого режима работы станции между выходным и входным трубопроводом устанавливается перемычка Ду 500 с краном № 6А. Этот кран также необходим при пуске или останове цеха или группы агрегатов при последовательной обвязке. При его открытии часть газа с выхода поступает на вход, что снижает выходное давление и увеличивает входное. Снижается и степень сжатия центробежного нагнетателя. Работа КС с открытым краном № 6А называется работой станции на "Станционное кольцо". Параллельно крану № 6А врезан кран № 6АР, необходимый для предотвращения работы ГПА в помпажной зоне нагнетателя. Диаметр этого крана составляет  $\approx 10 \div 15$  % от сечения трубопровода крана № 6А ( $\sim \varnothing = 150$  мм). Для минимально заданной заводом-изготовителем степени сжатия нагнетателя последовательно за краном № 6А врезается ручной кран № 6Д.

Рассмотренная схема технологической обвязки КС позволяет осуществлять только параллельную работу нескольких работающих ГПА. При таких схемах КС применяются агрегаты с полнонапорными нагнетателями со степенью сжатия 1,45-1,51.

### ***КС с последовательной обвязкой ГПА, ее принципиальная схема.***

На рис. 2.2 представлена схема с последовательной обвязкой ГПА, которая реализуется для работы КС с неполнонапорными нагнетателями.

Эта схема позволяет осуществлять как параллельную работу одного, двух, трех ГПА, так и параллельную работу группы агрегатов, состоящей из двух или трех последовательно работающих ГПА. Для этой цели используются так называемые "режимные" краны (№ 41-9), при изменении положения которых можно осуществить любую необходимую схему работы ГПА.

Для получения необходимой степени сжатия в этих схемах газ после выхода из одного нагнетателя сразу же поступает на вход другого. Необходимый расход газа через КС достигается работой нескольких групп ГПА.

Выход газа после компримирования осуществляется по выходным шлейфам. На каждом выходном шлейфе установлен свой трубопровод, соединенный с входным трубопроводом перед пылеуловителями,

позволяющий выводить на "Станционное кольцо" при открытии крана № 6 или 6А любую из работающих групп ГПА.

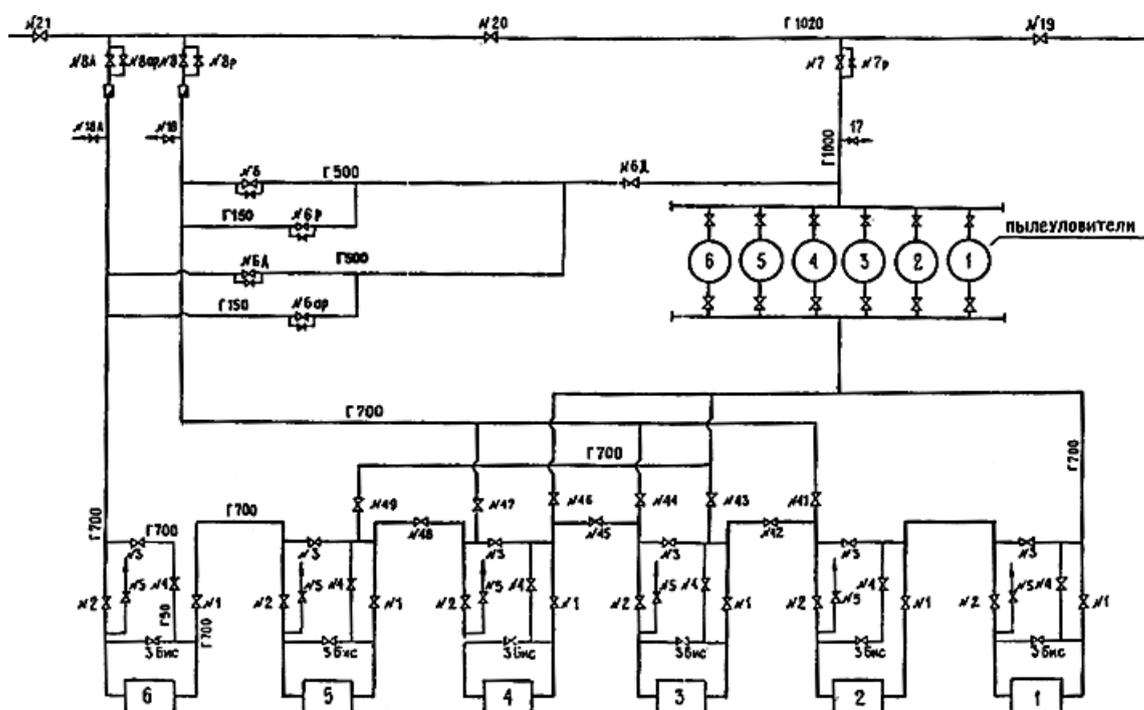


Рис. 2.2. Принципиальная технологическая схема КС с последовательной обвязкой ГПА

### ***Отличительные особенности схем КС с параллельной и последовательной обвязкой ГПА.***

Отличительной особенностью эксплуатации полнонапорных обвязок КС перед неполнонапорными является:

- схема с полнонапорными ЦБН значительно проще в управлении, чем с неполнонапорными ЦБН из-за значительно меньшего количества запорной арматуры;
- схема с полнонапорными нагнетателями позволяет использовать в работе любые, имеющиеся в "резерве", агрегаты;
- при остановке в группе одного неполнонапорного ГПА требуется выводить на режим "кольцо" и второй агрегат;
- отпадает необходимость в кранах № 3, режимных № 41- 49, а на некоторых обвязках и № 3бис;
- возможны большие потери газа из-за не герметичности режимных кранов.

## Лекция №3

### Тема 1.2 Технологические схемы компрессорных станций (продолжение).

#### *Назначение трубопроводной арматуры в технологических обвязках КС. Характерные особенности работы запорной арматуры на МГ и КС и требования предъявляемые к ней.*

Трубопроводная арматура (краны, вентили, обратные клапаны и т.д.) представляют собой устройства, предназначенные для управления потоками газа, транспортируемого по трубопроводам, отключения одного участка трубопровода от другого, включения и отключения технологических установок, аппаратов, сосудов и т.д.

Вся запорная арматура технологических обвязок компрессорной станции имеет нумерацию согласно оперативной схеме КС, четкие указатели открытия и закрытия, указатели направления движения газа.

*Запорная арматура в обвязке КС подразделяется на 4 основные группы: общестанционные, режимные, агрегатные и охранные.*

**Общестанционные краны** установлены на узлах подключения станции к магистральному газопроводу и служат для отключения КС от газопровода и стравливания газа из технологической обвязки станции. К таким кранам относятся краны № 7, 8, 17, 18, 20 (см. рис. 2.8 и 2.9). К общестанционным кранам относятся и краны № 6, бр, обеспечивающие работу КС на "Станционное кольцо".

**Режимные краны** обеспечивают возможность изменения схемы работы ГПА, выбор групп работающих агрегатов. Нумерация этих кранов на различных КС различна, но, как правило, эти краны объединены номерами одной десятки (например: № 41-49; № 71-79 и т.д.) и характерны в основном для обвязок с неполнонапорными ЦБН.

**Агрегатные краны** относятся непосредственно к обвязке нагнетателя и обеспечивают его подключение к технологическим трубопроводам станции. К ним относятся краны № 1, 2, 3, 3бис, 4,5.

**Охранные краны** предназначены для автоматического отключения КС от магистрального газопровода в условиях возникновения каких-либо аварийных ситуаций на компрессорных станциях. К ним относятся краны № 19 и 21.

*К характерным особенностям работы запорной арматуры на магистральных газопроводах и КС относятся: высокое давление транспортируемого газа (до 7,5 МПа), относительно высокая температура*

газа на выходе КС (60-70°С), наличие в составе газа механических примесей и компонентов, вызывающих коррозию, эрозию металла и т.д.

К запорной арматуре предъявляются следующие основные требования: она прежде всего должна обеспечивать герметичное отключение отдельных участков газопровода, сосудов, аппаратов от технологических газопроводов и длительное время сохранять эту герметичность, иметь высокую работоспособность, быть коррозионно-стойкой и взрывобезопасной.

***Типы, конструкция и принцип работы запорной арматуры на МГ и КС: краны, задвижки, вентили, обратные клапаны (демонстрация учебного видеofilmа).***

*На магистральных газопроводах и КС применяется запорная арматура различного типа, но наибольшее распространение получили краны, задвижки и обратные клапаны.*

**Краном** (рис. 3.1) называется запорное устройство, в котором подвижная деталь затвора имеет форму тела вращения с отверстием для пропуска рабочей среды. Для перекрытия потока затвор вращается вокруг своей оси, перпендикулярной трубопроводу. Краны могут иметь гидравлический, пневматический, пневмогидравлический и электрический приводы. Они могут иметь также и ручное управление.

По сравнению с другими видами запорной арматуры краны обладают следующими преимуществами: компактность, прямоточное движение потока газа через отверстие в шаре крана, что не вызывает больших гидравлических сопротивлений.

Запорные краны с шаровым затвором получили наибольшее распространение на магистральных газопроводах и используются в качестве запорно-отключающих устройств сепараторов, пылеуловителей, камер пуска и приема очистных поршней, в свечных обвязках, узлах подключения КС, различного рода перемычек, обвязке газоперекачивающих агрегатов и т.д.

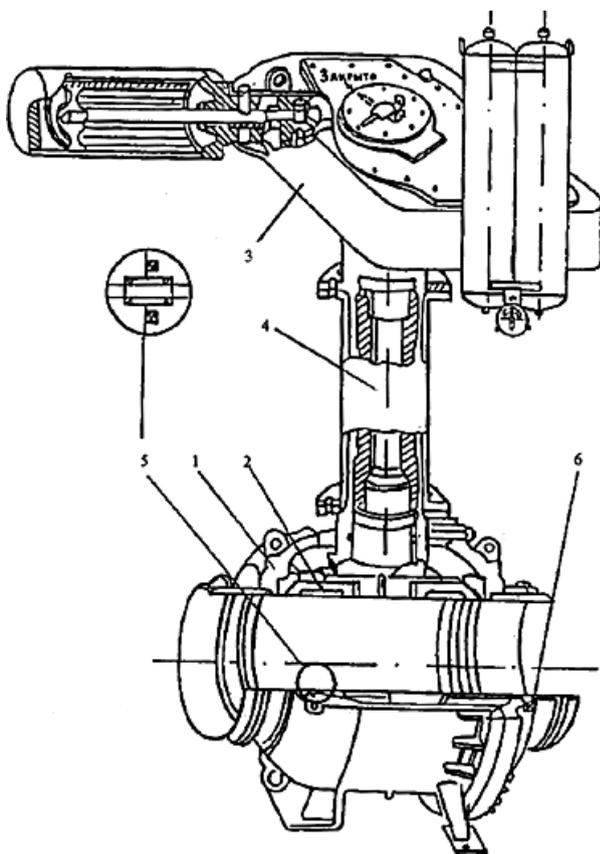


Рис. 3.1. Кран шаровой:

1 - корпус; 2 - шар; 3 - пневмогидропривод; 4 - колонна; 5 - узел уплотнения; 6 - штуцер для уплотнительной смазки

При эксплуатации кранов необходимо выполнение следующих основных требований:

- запрещается эксплуатировать краны при не полностью открытом или закрытом положении затвора;

- перестановку шаровых кранов производить при наличии перепада до и после крана не более 0,08 МПа;

- периодически производить набивку крана крановой смазкой, рекомендованной заводами-изготовителями.

**К задвижкам** (рис. 3.2, 3.2а) относятся разного рода запорные устройства, в которых проходное сечение для газа перекрывается за счет поступательного перемещения затвора в направлении, перпендикулярном движению потока транспортируемого газа. По сравнению с другими видами запорной арматуры задвижки имеют следующие особенности: незначительное гидравлическое сопротивление при полностью открытом проходном сечении, простота обслуживания и ремонта. Применяются в основном на линиях продувки пылеуловителей и фильтр-сепараторов, а также как ручные отсечные задвижки на линии кранов № 4 и 6 и блоков подготовки топливного, пускового и импульсного газа.

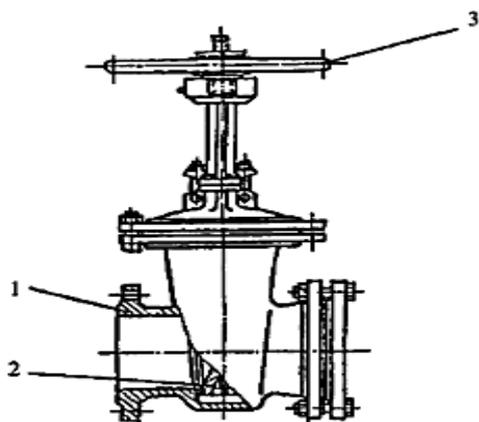


Рис. 3.2. Задвижка стальная клиновья с выдвжным шпинделем с ручным приводом:

1 - корпус; 2 - клин; 3 - штурвал

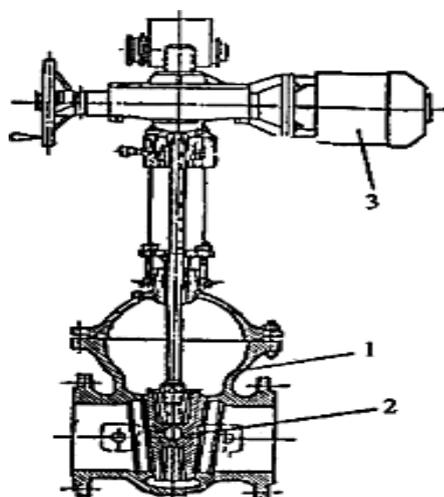


Рис. 3.2а. Задвижка стальная клиновья с выдвжным шпинделем с электроприводом:

1 - корпус; 2 - клин; 3 - электропривод

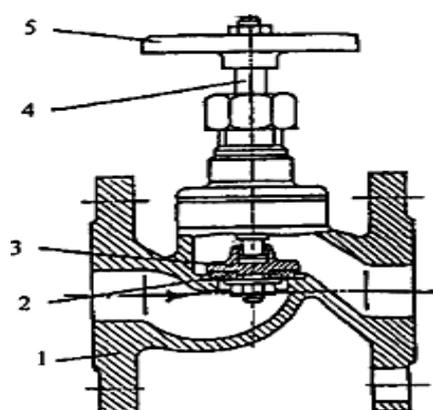


Рис.3.3. Вентиль запорный фланцевый:

1 - корпус; 2 - уплотнительное кольцо; 3 - золотник; 4 - шпindelь; 5 - маховик

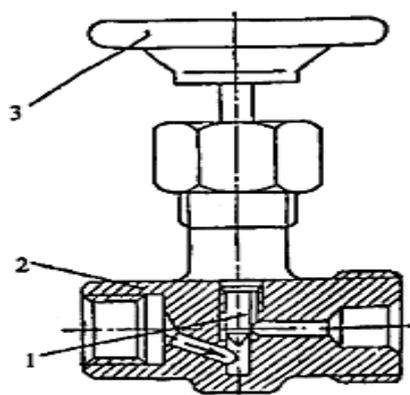


Рис. 3.3а. Вентиль запорный игольчатый:

1 - шпindelь; 2 - корпус; 3 - маховичок

**К вентилям** (рис. 3.3, 3.3а) относят запорную арматуру с поступательным перемещением затвора, параллельно потоку транспортируемого газа. Вентили имеют следующие характерные особенности: возможность работы при высоких перепадах давлений на золотнике, простота конструкции, обслуживания и ремонта, относительно небольшие габаритные размеры, исключение возможности гидравлического удара. Используются в основном на линиях отбора импульсного газа и линиях отбора к щитам управления агрегатной и стационарной системы управления.

**К обратным клапанам** (рис. 3.4) относят устройства, предназначенные для предотвращения обратного потока газа в трубопроводе. Они выполняются как автоматически самодействующие предохранительные устройства. Основным узлом обратного клапана является его затвор, который пропускает газ в одном направлении и перекрывает поток в другом. Обратный клапан устанавливают на узле подключения перед краном № 8, а также в обвязке полнапорных нагнетателей перед кранами № 2 и 6.

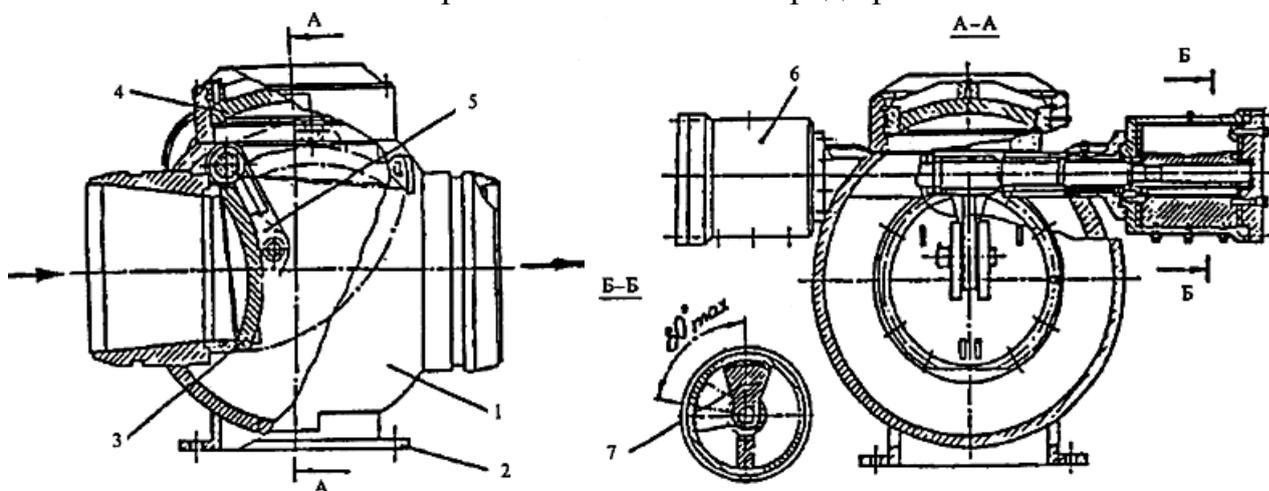


Рис. 3.4. Обратный поворотный клапан с пневматическим демпфером:

1 - корпус; 2 - опора; 3 - тарелка; 4 - крышка; 5 - рычаг; 6 - демпфер пневматический; 7 - поворотная лопасть.

Техническое обслуживание и ремонт запорной арматуры осуществляется в соответствии с инструкциями завода-изготовителя по специальному плану-графику.

***Схемы технологической обвязки ГПА (агрегатной) с неполнонапорными (одноступенчатыми) и полнонапорными нагнетателями.***

Схемы обвязки ГПА с неполнонапорными (одноступенчатыми) и полнонапорными нагнетателями показаны на рис 3.5 и 3.6. Краны в обвязке нагнетателя имеют следующую нумерацию и назначение:

- № 1 - устанавливается на всасывающем трубопроводе и служит для приема газа;

- № 2 - устанавливается на выходном трубопроводе и предназначен для выхода газа;

- № 3 - обводной, применяется только для неполнонапорных нагнетателей и предназначен для работы в группе из 2 и 3 агрегатов;

- № 3бис - обводной кран и переставляется только в период пуска и осановки ГПА. Время его работы должно быть минимальным, чтобы не допустить перегрева контура обвязки нагнетателя;

- № 4 - обводной для крана № 1 и предназначен для заполнения контура нагнетателя перед пуском;

- № 5 - свечной, расположен на нагнетательном трубопроводе до крана № 2 и предназначен для продувки ЦБН перед пуском и сброса газа в атмосферу при любых остановках ГПА;

- № 6 - кран линии пускового контура применяется только для полнонапорных ЦБН и обеспечивает работу ГПА на кольцо.

Рассмотрим схему работы с неполнонапорными нагнетателями (рис.3.5).

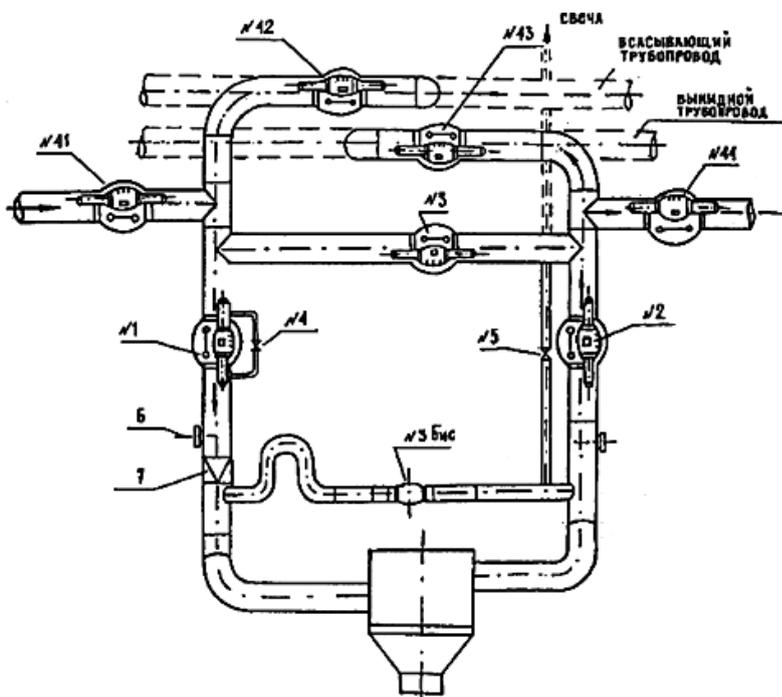


Рис. 3.5. Технологическая схема обвязки неполнонапорного нагнетателя:

№ 1, 2, 3бис, 4, 5 - технологические краны обвязки нагнетателя

№ 41, 42, 43, 44 - режимные краны; 6 - люк-лаз; 7 - защитная решётка

Перед заполнением ЦБН в обязательном порядке через краны № 4 и 5 проводят его продувку примерно 15-40 секунд в зависимости от типа ГПА. После этого закрывается свечной кран № 5 и давление в контуре начнет расти. При достижении перепада на кране №1, равного 0,08-0,1 МПа, открывают краны № 1 и №2.

При работе ГПА газ из всасывающего коллектора через кран № 1 поступает в нагнетатель, где происходит его сжатие, и через кран № 2 направляется либо в нагнетательный трубопровод, либо (см. рис. 3.5) при закрытом кране № 43 и открытом № 44 может направляться и на всас следующего агрегата для обеспечения двухступенчатого сжатия.

В схеме с полнонапорным нагнетателем (рис. 3.6) появляются дополнительные элементы: краны № 6, 6а и обратные клапаны.

Один обратный клапан на линии нагнетания - перед краном № 2, и один на линии пускового контура - перед краном № 6. Назначение этих клапанов - исключить попадание газа в ЦБН на неработающем ГПА и не допустить подачу газа на колесо нагнетателя в момент пуска и остановки для предотвращения обратной раскрутки. Кран № 6 в обвязке ГПА выполняет функцию дросселя для обеспечения необходимой степени сжатия в момент пуска и остановки. Работа с открытым № 6 краном должна быть минимальной, т.к. через этот кран идет большой расход газа, что может вызвать вибрацию этой линии рециркуляции. В последнее время на линии крана № 6 (вместо него) устанавливают противопомпажный регулирующий

клапан, предназначенный для защиты агрегата от помпажа, когда такие условия возникают. Это обеспечивается путем перепуска части газа на вход в нагнетатель, а не всего расхода, как это было с краном № 6.

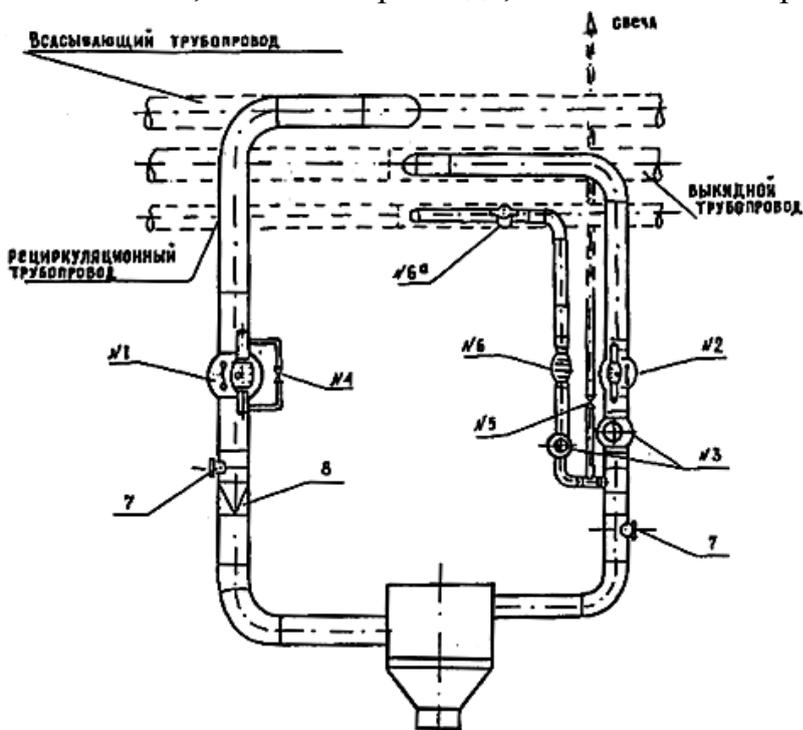


Рис. 3.6.

Технологическая схема обвязки полнонапорного нагнетателя:

№ 1, 2, 4, 5, 6, 6а - технологические краны обвязки нагнетателя; № 3 - обратные клапаны; 7 - люк-лазы; 8 - защитная решетка

В обратной последовательности происходит разгрузка нагнетателя при остановке ГПА.

**Конструкции и назначения опор, люк - лазов и защитных решеток в обвязке ГПА.**

Технологические трубопроводы обвязки компрессорной станции от узла подключения до ГПА, как правило, располагают подземно. Исключение составляют трубопроводы, которыми обвязывают пылеуловители, фильтр-сепараторы и АВО газа. Технологическая обвязка ГПА осуществляется только в надземном исполнении. Трубопроводы обвязки ГПА в силу особенностей их нагружения и условий эксплуатации являются наиболее ответственными элементами из всех объектов, находящихся в эксплуатации на КС. В трубопроводах обвязки ГПА возникают напряжения от массы трубы, давления газа, тепловых расширений, колебаний потока сжимаемого газа, вызывающего вибрацию. Наибольшая вибрация в обвязке ГПА происходит на переходных режимах: пуск и остановка, а также при приближении ГПА к работе в помпажной зоне.

Для снятия всех этих нагрузок как статических, так и динамических, в обвязке трубопроводов применяют опоры (рис. 3.7). Расстановка и конструкция опор, а также конфигурация газовой обвязки должна обеспечить

безопасную и надежную эксплуатацию во всех диапазонах расходов, температур и на всех переходных режимах, включая неординарные режимы: помпаж ГПА и нарушение режима, связанного с перестановкой кранов при работе ГПА.

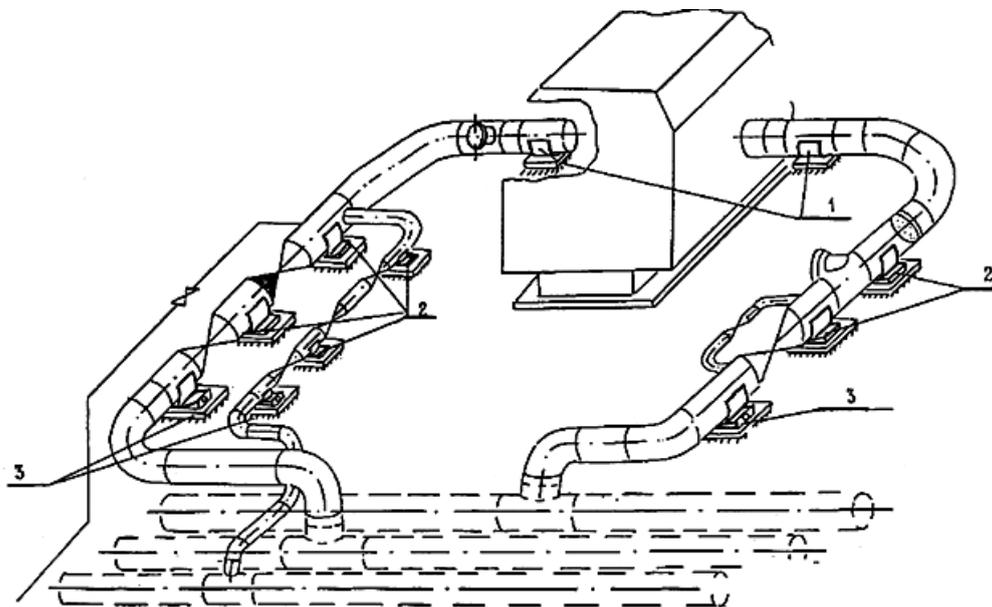


Рис. 3.7. Схема установки опор в обвязке ГПА:  
1 - опора упорная разгрузочная; 2 - опора скользящая; 3 - опора регулируемая

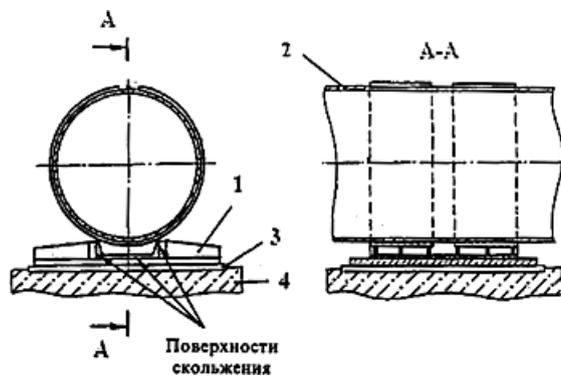


Рис. 3.8. Опора разгрузочная:  
1 - опора; 2 - трубопровод; 3 - плита закладная; 4 - фундамент опоры



Рис. 3.8 а. Опора упорная:

1 - стойка; 2 - упор; 3 - трубопровод; 4 - фундамент опоры

Все опоры, применяемые в обвязке ГПА, устанавливаются на фундаменты и, как правило, делятся на 2 типа: подвижные и неподвижные.

**Неподвижные опоры** (рис. 3.8, 3.8 а) устанавливаются непосредственно перед нагнетателем и служат для снятия нагрузок с фланцев нагнетателя. Иногда их называют разгрузочные, упорные, лобовые.

**Подвижные опоры** (рис. 3.9, 3.9 а) устанавливают под краны, обратные клапаны и непосредственно перед спуском трубопроводов в землю. К ним относятся *хомутовые, пружинные и регулируемые* опоры. Места установки этих опор определяются при проектировании КС. Наилучшими в плане нагружения и обслуживания в процессе эксплуатации являются регулируемые опоры.

Иногда на линии обвязок пускового контура линии кранов № 6, где на переходных режимах может наблюдаться повышенная вибрация, применяют опоры с виброгасителями (рис. 3.10). Возможно, в будущем в обвязке ГПА будут применять компенсаторы разных конструкций, которые способны обеспечивать снижение нагрузок на компрессор, а также на трубопроводы.

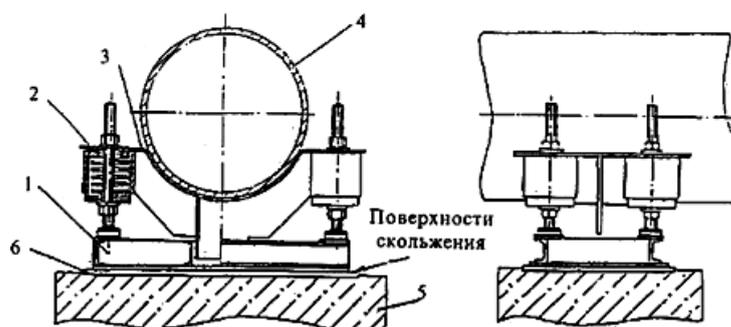


Рис. 3.9. Опора пружинная:

1 - рама; 2 - пружина; 3 - ложемент; 4 - трубопровод; 5 - фундамент опоры; 6 - плита закладная

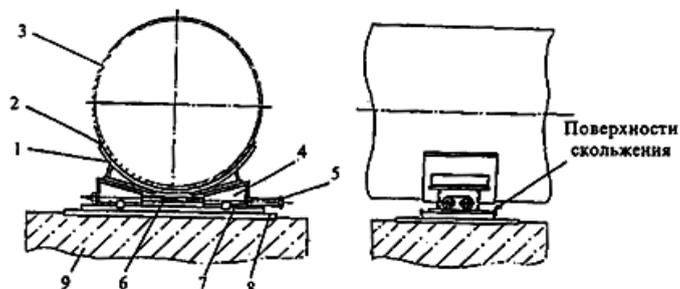


Рис. 3.9а. Опора регулируемая:

1 - обечайка; 2 - подложка; 3 - трубопровод; 4 - клин; 5 - гайка; 6 - шпилька стяжная; 7 - плита; 8 - плита закладная; 9 - фундамент опоры

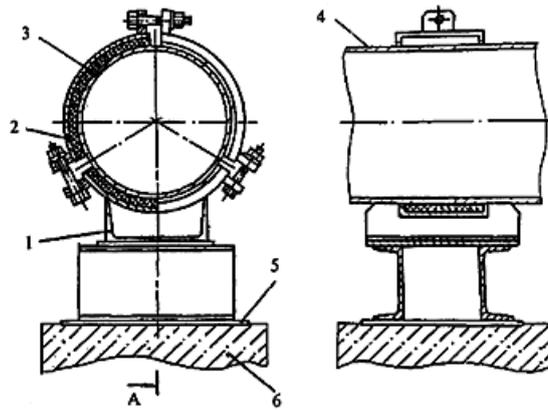


Рис. 3.10. Опора с виброгасителем из металлорезины:  
 1 - опора; 2 - хомут; 3 - виброгаситель из металлорезины; 4 -  
 трубопровод; 5 - плита закладная;  
 6 - фундамент опоры

На всасывающем и нагнетательном трубопроводах ГПА между нагнетателем и кранами № 1 и 2 устанавливают люк-лаз (рис. 3.11). Конструктивно он представляет собой тройник, к штуцеру которого приварен фланец. К этому фланцу с помощью болтов крепится плоская крышка. Диаметр люк-лаза выбирают 500-700 мм. Назначение этих люк-лазов - обеспечить безопасность работ при вскрытии нагнетателя путем установки резиновых шаров.

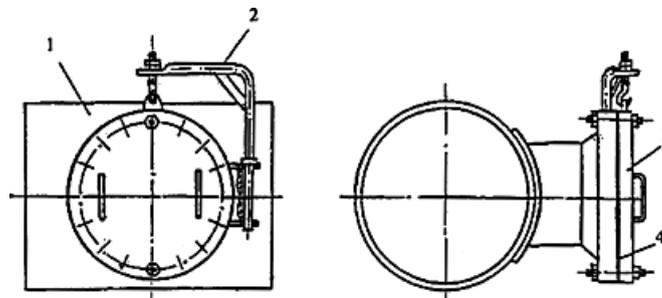


Рис. 3.11. Люк-лаз:  
 1 - тройник; 2- кронштейн поворотный; 3 - крышка; 4 - прокладка

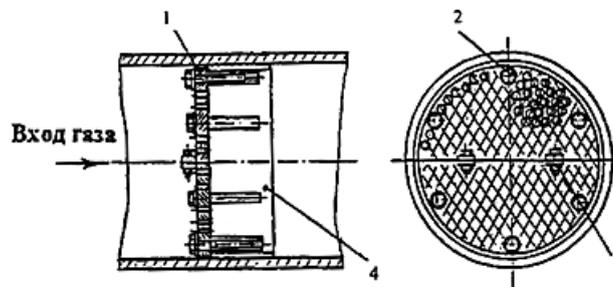


Рис. 3.12. Защитная решетка:  
 1 - решетка; 2 - болт прижимной; 3 - болт стяжной; 4 - кольцо

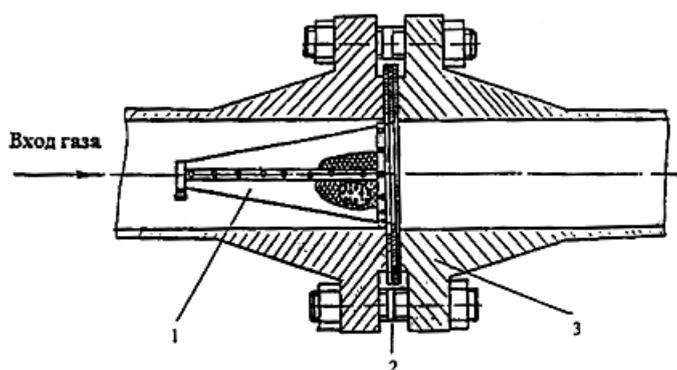


Рис. 3.12 а. Фильтр-ловушка:

1 - фильтр; 2 - прокладки; 3 - фланцы трубопроводов

В связи с невозможностью обеспечить хорошую очистку трубопровода после строительства КС и в целях предотвращения попадания с потоком газа на колесо нагнетателя строительного шлама на входе в ЦБН устанавливается защитная решетка (рис. 3.12, 3.12 а). При достижении перепада на ней 0,04 МПа агрегат необходимо остановить и решетку очистить. При наработке ГПА  $\approx 3000$  ч решетку можно снять, но при этом важно учесть, чтобы станция уже поработала в режимах максимальных расходов.

## Лекция №4

### Тема 1.3. Системы очистки технологического газа на КС

*Наличие механических примесей и конденсата в газе и их влияние на показатели надежности и экономичность работы компрессорных станций и в целом газопровода.*

При добыче и транспортировке в природном газе содержатся различного рода примеси: песок, сварной шлам, конденсат тяжелых углеводородов, вода, масло и т.д. Источником загрязнения природного газа является призабойная зона скважины, постепенно разрушающаяся и загрязняющая газ. Подготовка газа осуществляется на промыслах, от эффективности работы которых зависит и качество газа. Механические примеси попадают в газопровод как в процессе его строительства, так и при эксплуатации. Наличие механических примесей и конденсата в газе приводит к преждевременному износу трубопровода, запорной арматуры, рабочих колес нагнетателей и, как следствие, снижению показателей надежности и экономичности работы компрессорных станций и в целом газопровода. Все это приводит к необходимости устанавливать на КС различные системы очистки технологического газа.

### **Системы очистки технологического газа на КС. Масляные пылеуловители, их принцип работы, недостатки.**

Система подготовки технологического газа служит для очистки газа от механических примесей и жидкости перед подачей его потребителю в соответствии с требованиями ГОСТ 5542-87. Первое время на КС для очистки газа широко использовали масляные пылеуловители (рис. 2.4), которые обеспечивали достаточно высокую степень очистки (до 97-98%). Масляные пылеуловители работают по принципу мокрого улавливания разного рода смесей, находящихся в газе. Примеси, смоченные маслом, сепарируются из потока газа, само масло очищается, регенерируется и вновь направляется в масляный пылеуловитель. Масляные пылеуловители чаще выполнялись в виде вертикальных сосудов, принцип действия которых хорошо иллюстрируется схемой рис. 4.1.

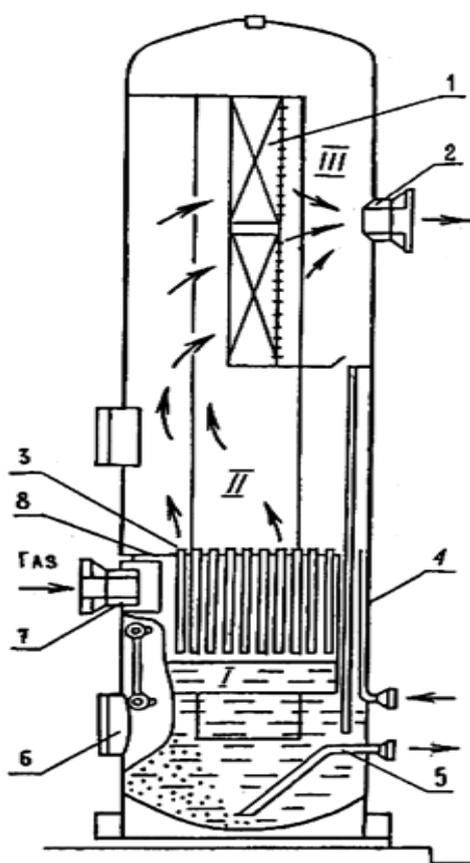


Рис. 4.1. Вертикальный масляный пылеуловитель:

1 - сепараторное устройство; 2 - выходной патрубок; 3, 4, 5 - контактные и дренажные трубки; 6 - люк; 7 - входной патрубок; 8 - отбойный козырек

Очищаемый газ поступает в нижнюю секцию пылеуловителя, ударяется в отбойный козырек 8 и, соприкасаясь с поверхностью масла, меняет направление своего движения. При этом наиболее крупные частицы остаются в масле. С большой скоростью газ проходит по контактным трубкам 3 в осадительную секцию II, где скорость газа резко снижается и частицы пыли по дренажным трубкам стекают в нижнюю часть пылеуловителя I. Затем газ

поступает в отбойную секцию III, где в сепараторном устройстве 1 происходит окончательная очистка газа.

Недостатками масляных пылеуловителей являются: наличие постоянного безвозвратного расхода масла, необходимость очистки масла, а также подогрева масла при зимних условиях эксплуатации.

***Циклонные пылеуловители, применяемые на КС в качестве первой ступени очистки газа: конструкция и принцип работы, эффективность очистки.***

В настоящее время на КС в качестве первой ступени очистки широко применяют циклонные пылеуловители, работающие на принципе использования инерционных сил для улавливания взвешенных частиц (рис. 4.2).

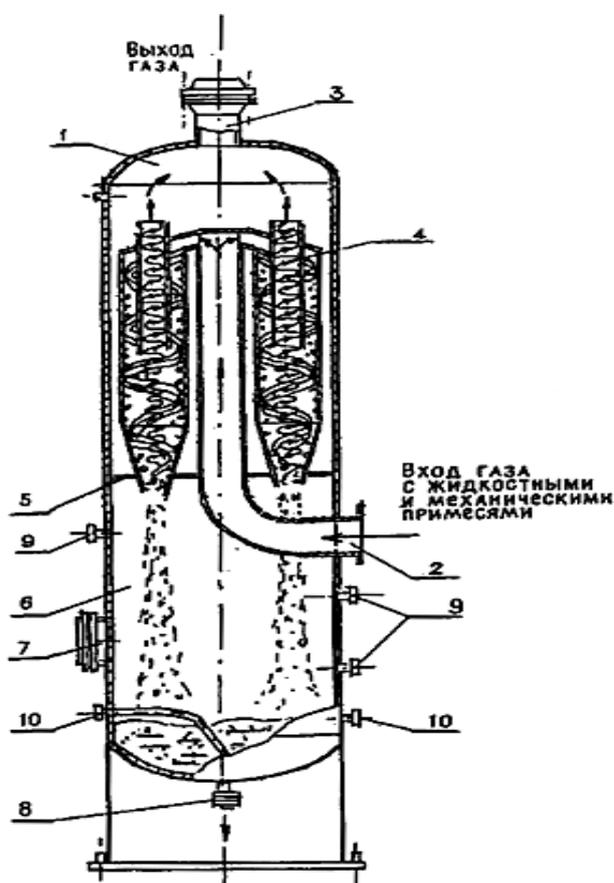


Рис. 4.2. Циклонный пылеуловитель:

1 - верхняя секция; 2 - входной патрубок; 3 - выходной патрубок; 4 - циклоны; 5 - нижняя решетка; 6 - нижняя секция; 7 - люк-лаз; 8 - дренажный штуцер; 9 - штуцеры контролирующих приборов; 10 - штуцеры слива конденсата

Циклонные пылеуловители более просты в обслуживании нежели масляные. Однако эффективность очистки в них зависит от количества циклонов, а также от обеспечения эксплуатационным персоналом работы этих пылеуловителей в соответствии с режимом, на который они спроектированы. На рис. 4.3 показан график зависимости производительности пылеуловителя при различных перепадах давления на аппарате  $\Delta P$ . Наибольшая очистка газа достигается при обеспечении работы

этого пылеуловителя в зоне, ограниченной кривыми  $Q_{\min}$  и  $Q_{\max}$ , а при выходе рабочей точки из этой зоны эффективность очистки резко падает.

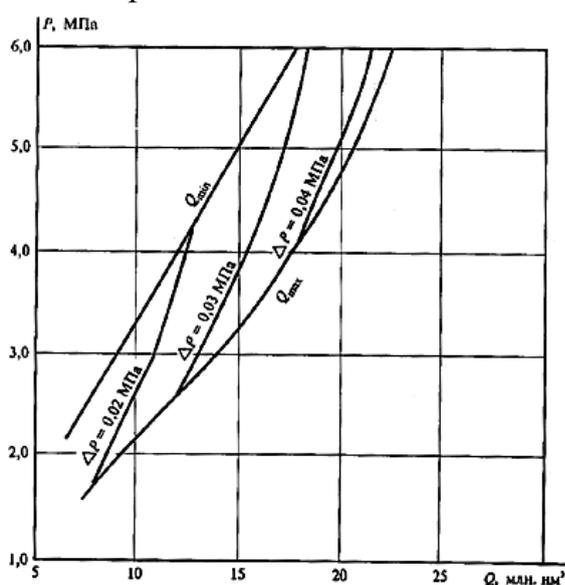


Рис.4.3. График зависимости производительности пылеуловителя от давления  $Q = f(P)$  при различных перепадах давления на аппарате  $\Delta P$

Циклонный пылеуловитель (см. рис. 4.2) представляет собой сосуд цилиндрической формы, рассчитанный на рабочее давление в газопроводе, со встроенными в него циклонами 4.

Циклонный пылеуловитель состоит из двух секций: нижней отбойной 6 и верхней осадительной 1, где происходит окончательная очистка газа от примесей. В нижней секции находятся циклонные трубы 4.

Газ через входной патрубок 2 поступает в аппарат к распределителю и приваренным к нему звездообразно расположенным циклонам 4, которые неподвижно закреплены в нижней решетке 5. В цилиндрической части циклонных труб газ, подводимый по касательной к поверхности, совершает вращательное движение вокруг внутренней оси труб циклона. Под действием центробежной силы твердые частицы и капли жидкости отбрасываются от центра к периферии и по стенке стекают в коническую часть циклонов и далее в нижнюю секцию 6 пылеуловителя. Газ после циклонных трубок поступает в верхнюю осадительную секцию 1 пылеуловителя, и затем, уже очищенный, через патрубок 3 выходит из аппарата.

В процессе эксплуатации необходимо контролировать уровень отсепарированной жидкости и мехпримесей с целью их своевременного удаления продувкой через дренажные штуцеры. Контроль за уровнем осуществляется с помощью смотровых стекол и датчиков, закрепленных к штуцерам 9. Люк 7 используется для ремонта и осмотра пылеуловителя при плановых остановках КС. Эффективность очистки газа циклонными

пылеуловителями составляет не менее 100 % для частиц размером 40 мкм и более, и 95% для частиц капельной жидкости.

***Вторая ступень очистки технологического газа на КС – фильтр – сепараторы: конструкция, принцип работы.***

В связи с невозможностью достичь высокой степени очистки газа в циклонных пылеуловителях появляется необходимость выполнять вторую ступень очистки, в качестве которой используют фильтр-сепараторы, устанавливаемые последовательно после циклонных пылеуловителей (рис. 4.4).

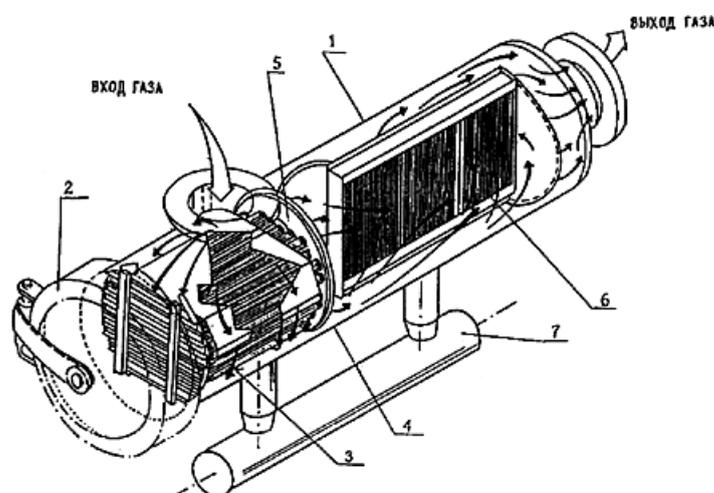


Рис. 4.4. Фильтр-сепаратор:

1 - корпус фильтр-сепаратора; 2 - быстрооткрывающийся затвор; 3 - фильтрующие элементы; 4 - направляющая фильтрующего элемента; 5 - трубная доска камеры фильтров; 6 - каплеотбойник; 7 - конденсатосборник

Работа фильтр-сепаратора осуществляется следующим образом: газ после входного патрубка с помощью специального отбойного козырька направляется на вход фильтрующей секции 3, где происходит коагуляция жидкости и очистка от механических примесей. Через перфорированные отверстия в корпусе фильтрующих элементов газ поступает во вторую фильтрующую секцию - секцию сепарации. В секции сепарации происходит окончательная очистка газа от влаги, которая улавливается с помощью сетчатых пакетов. Через дренажные патрубки мехпримеси и жидкость удаляются в нижний дренажный сборник и далее в подземные емкости.

Для работы в зимних условиях фильтр-сепаратор снабжен электрообогревом его нижней части, конденсатосборником и контрольно-измерительной аппаратурой. В процессе эксплуатации происходит улавливание мехпримесей на поверхности фильтр-элемента, что приводит к

увеличению перепада давлений на фильтр-сепараторе. При достижении перепада, равного 0,04 МПа, фильтр-сепаратор необходимо отключить и произвести в нем замену фильтр-элементов на новые.

Как показывает опыт эксплуатации газотранспортных систем, наличие двух степеней очистки обязательно на станциях подземного хранения газа (СПХГ), а также и на первой по ходу линейной компрессорной станции, принимающей газ из СПХГ. После очистки, содержание механических примесей в газе не должно превышать 5 мг/м<sup>3</sup>.

*Газ, поступающий на головные компрессорные станции из скважин, как отмечалось, практически всегда в том или ином количестве содержит влагу в жидкой и паровой фазах. Наличие влаги в газе вызывает коррозию оборудования, снижает пропускную способность газопровода. При взаимодействии с газом при определенных термодинамических условиях образуются твердые кристаллические вещества - гидраты, которые нарушают нормальную работу газопровода. Одним из наиболее рациональных и экономичных методов борьбы с гидратами при больших объемах перекачки является осушка газа. Осушка газа осуществляется сепараторами различной конструкции с использованием твердых (**адсорбция**) и жидких (**абсорбция**) поглотителей.*

С помощью установок осушки газа на головных сооружениях уменьшается содержание паров воды в газе, снижается возможность выпадания конденсата в трубопроводе и образования гидратов.

*Очищенный природный газ не имеет ни цвета, ни запаха, поэтому для обнаружения его утечек и определения наличия в воздухе газ предварительно одорируют, т.е. добавляют в него специальные вещества-одоранты, обладающие сильным специфическим запахом. В качестве одорантов обычно используют **этилмеркаптан** и **тетрагидроксиофен**. Одоризация газа производится, как правило, на специальных сооружениях магистрального газопровода перед его раздачей потребителям, но иногда одоризацию производят и на газораспределительных станциях (ГРС).*

Газ, поступающий к бытовым потребителям, должен быть обязательно одоризирован. Одоризацию газа осуществляют с помощью автоматизированных установок, регулирующих расход одоранта в зависимости от расхода природного газа. Обычно норма одоризации составляет 16 г на 1000 м<sup>3</sup>.

***Разработка технологической схемы узла очистки газа. Подготовка газа на головных сооружениях: осушка с использованием твердых (адсорбция) и жидких (абсорбция) поглотителей, одоризация (для самостоятельного изучения).***

## Лекция №4 (продолжение)

### Тема 1.4. Системы охлаждения транспортируемого газа на компрессорных станциях.

#### *Необходимость охлаждения технологического газа на выходе КС.*

Компримирование газа на КС приводит к повышению его температуры на выходе станции. Численное значение этой температуры определяется ее начальным значением на входе КС и степенью сжатия газа.

Излишне высокая температура газа на выходе станции, с одной стороны, может привести к разрушению изоляционного покрытия трубопровода, а с другой стороны - к снижению подачи технологического газа и увеличению энергозатрат на его компримирование (из-за увеличения его объемного расхода).

Определенные специфические требования к охлаждению газа предъявляются в северных районах страны, где газопроводы проходят в зоне вечномёрзлых грунтов. В этих районах газ в целом ряде случаев необходимо охлаждать до отрицательных температур с целью недопущения протаивания грунтов вокруг трубопровода. В противном случае это может привести к вспучиванию грунтов, смещению трубопровода и, как следствие, возникновению аварийной ситуации.

Охлаждение технологического газа можно осуществить в холодильниках различных систем и конструкций; кожухотрубных (типа "труба в трубе"), воздушных компрессионных и абсорбирующих холодильных машинах, различного типа градирнях, воздушных холодильниках и т.д.

#### *Аппараты воздушного охлаждения (АВО): схема обвязки, принцип работы, факторы, влияющие на снижение температуры газа.*

Наибольшее распространение на КС получили схемы с использованием аппаратов воздушного охлаждения АВО (рис.4.5). Следует, однако, отметить, что глубина охлаждения технологического газа здесь ограничена температурой наружного воздуха, что особенно сказывается в летний период эксплуатации. Естественно, что температура газа после охлаждения в АВО не может быть ниже температуры наружного воздуха.

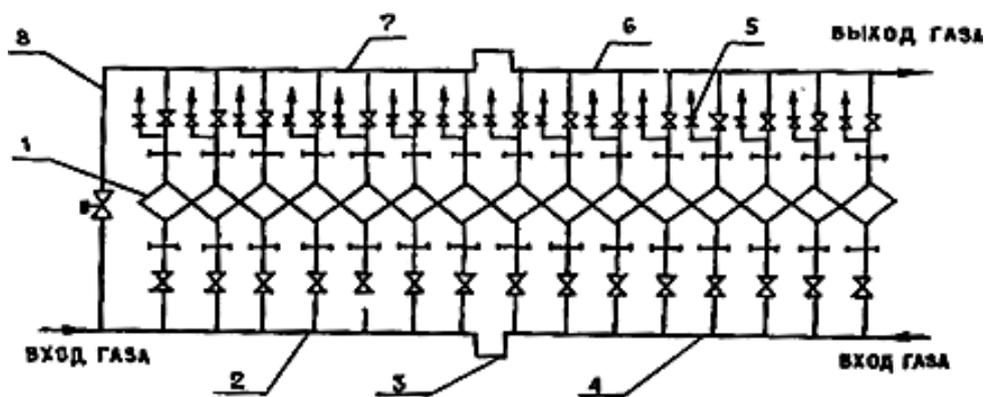


Рис. 4.5. План-схема обвязки аппаратов воздушного охлаждения газа:  
 1 - аппарат воздушного охлаждения газа; 2, 4, 6, 7 - коллекторы;  
 3 - компенсаторы; 5 - свечи; 8 - обводная линия

Взаимное расположение теплообменных секций и вентиляторов для прокачки воздуха практически и определяет конструктивное оформление АВО. Теплообменные секции АВО могут располагаться горизонтально, вертикально, наклонно, зигзагообразно, что и определяет компоновку аппарата.

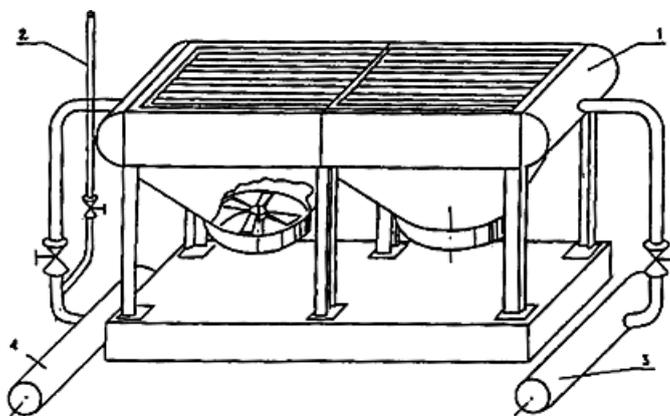


Рис. 4.6. Схема подключения аппарата воздушного охлаждения (при нижнем расположении вентилятора):  
 1 - воздушный холодильник газа 2АВГ-75; 2 - свеча; 3, 4 - коллекторы  
 входа и выхода газа

АВО работает следующим образом: на опорных металлоконструкциях закреплены трубчатые теплообменные секции (рис. 4.6-4.7). По трубам теплообменной секции пропускают транспортируемый газ, а через межтрубное пространство теплообменной секции с помощью вентиляторов, приводимых во вращение от электромоторов, прокачивают наружный воздух. За счет теплообмена между нагретым при компримировании газом,

движущимся в трубах, и наружным воздухом, движущимся по межтрубному пространству, и происходит охлаждение технологического газа на КС.

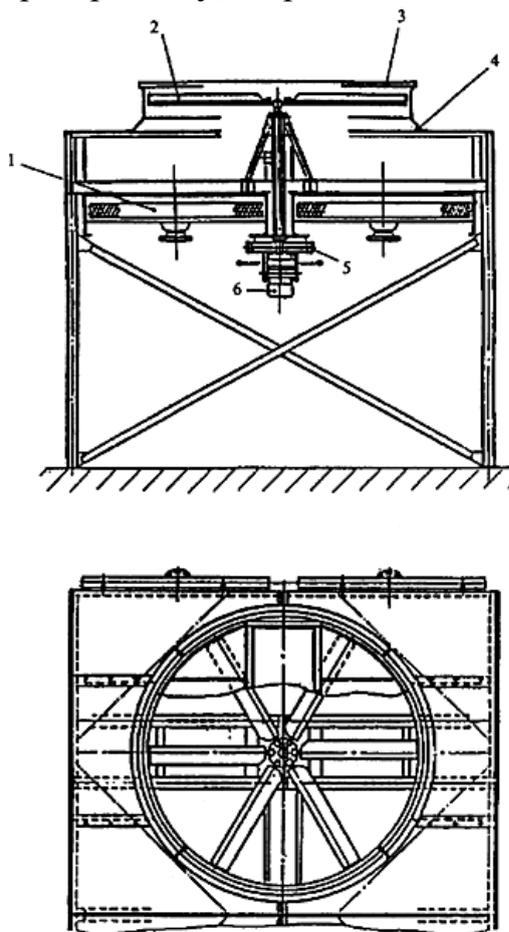


Рис. 4.7. Аппарат воздушного охлаждения газа с верхним расположением вентилятора:

1 - теплообменная поверхность; 2 - вентилятор; 3 - патрубок; 4 - диффузор; 5 - клиноременная передача; 6 - электродвигатель

Опыт эксплуатации АВО на КС показывает, что снижение температуры газа в этих аппаратах можно осуществить примерно на 15-25 °С. Одновременно, опыт эксплуатации указывает на необходимость и экономическую целесообразность наиболее полного использования установок охлаждения газа на КС в годовом цикле эксплуатации, за исключением тех месяцев года с весьма низкими температурами наружного воздуха, когда включение всех аппаратов на предыдущей КС приводит к охлаждению транспортируемого газа до температуры, которая может привести к выпадению гидратов. Обычно это относится к зимнему времени года.

При проектировании компрессорной станции количество аппаратов воздушного охлаждения выбирается в соответствии с отраслевыми нормами ОНТП51-1-85. На основании этих норм температура технологического газа на выходе из АВО не должна превышать среднюю температуру наружного воздуха более чем на 15-20 °С.

Уменьшение температуры технологического газа, поступающего в газопровод после его охлаждения в АВО, приводит к уменьшению средней

температуры газа на линейном участке трубопровода и, как следствие, к снижению температуры и увеличению давления газа на входе в последующую КС. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению степени сжатия на последующей станции (при сохранении давления на выходе из нее) и энергозатрат на компремирование газа по станции.

Очевидно также, что оптимизация режимов работы АВО должна соответствовать условию минимальных суммарных энергозатрат на охлаждение и компремирование газа на рассматриваемом участке работы газопровода.

Следует также отметить, что аппараты воздушного охлаждения газа являются экологически чистыми устройствами для охлаждения газа, не требуют расхода воды, относительно просты в эксплуатации. В эксплуатации применяются следующие типы (табл. 4.1) АВО газа: 2АВГ-75, АВЗД, фирм "Нуово Пиньоне" и "Крезолуар".

Таблица 4.1.- Типы АВО.

Показатель	Един. измер.	Тип АВО		
		2АВГ - 75	«Пейя»	Хадсан-Итальяно
Массовый расход газа, $\cdot 10^3$	$\frac{кг}{ч}$	196	209	196,9
Рабочее давление	МПа	7,36	7,36	7,36
Коэффициент теплопередачи	$\frac{Вт}{м^2 К}$	23	22	25
Поверхность теплопередачи	$м^2$	9930	9500	10793
Число ходов газа		1	1	1
Общее число труб		540	476	582
Длина труб	$м$	12	11	11,2
Внутренний диаметр труб	$мм$	22	22	21,2
Сумма коэф. местных		5,0	5,5	5,8

сопр.				
Количество вентиляторов		2	6	2
Производительность вентилляторов, $\cdot 10^3$	$\text{м}^3/\text{ч}$	820	800	564,5
Напор вентиляторов	$\text{Па}$	16	16	7,2
Мощность вентиляторов	$\text{кВт}$	74	105,6	44
Масса аппарата	$\text{т}$	47	36	33

В настоящее время установки охлаждения транспортируемого газа являются одним из основных видов технологического оборудования КС.

*Определение параметров установки охлаждения газа (для самостоятельного изучения).*

## Лекция №5

**Тема 1.5 Системы подготовки импульсного, топливного и пускового газа на КС.**

***Понятие импульсного газа и точки его отбора на КС. Установка подготовки импульсного газа (УПИГ): принципиальная схема, состав оборудования, его назначение.***

**Импульсным** называется газ, отбираемый из технологических трубопроводов обвязки КС для использования в пневмогидравлических системах приводов запорной арматуры: пневмоприводных кранов технологического, топливного и пускового газов, для подачи газа к контрольно-измерительным и регулирующим приборам. В пневмогидравлической системе привода крана производится преобразование потенциальной энергии сжатого газа в механическую работу по перемещению запорного шарового узла.

Существуют три точки отбора импульсного газа из технологических трубопроводов КС (рис. 1.18): отбор до и после крана № 20; отбор из выходного трубопровода КС до узла охлаждения и отбор из входного трубопровода КС после узла очистки. Далее трубопровод импульсного газа объединяется в общий коллектор, откуда газ поступает на узел подготовки импульсного газа (УПИГ), где происходит его очистка и осушка.

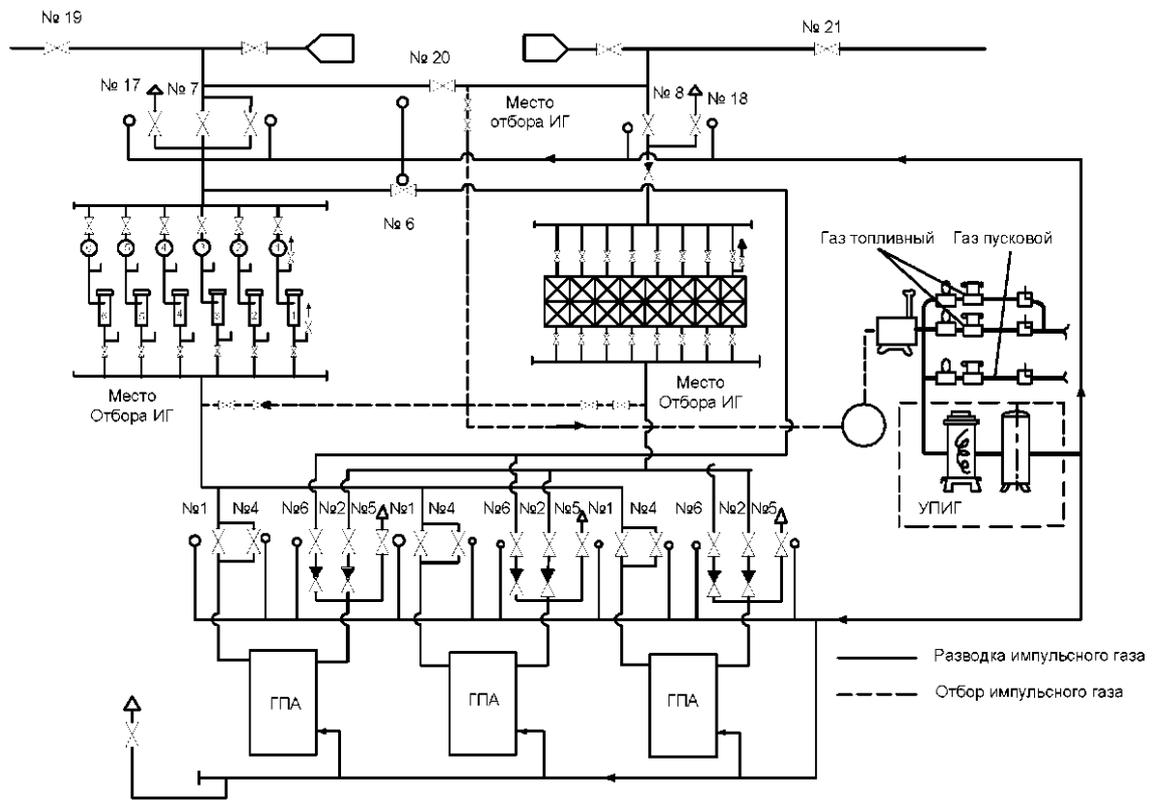


Рис. 1.18. Принципиальная схема отбора и разводки импульсного газа.

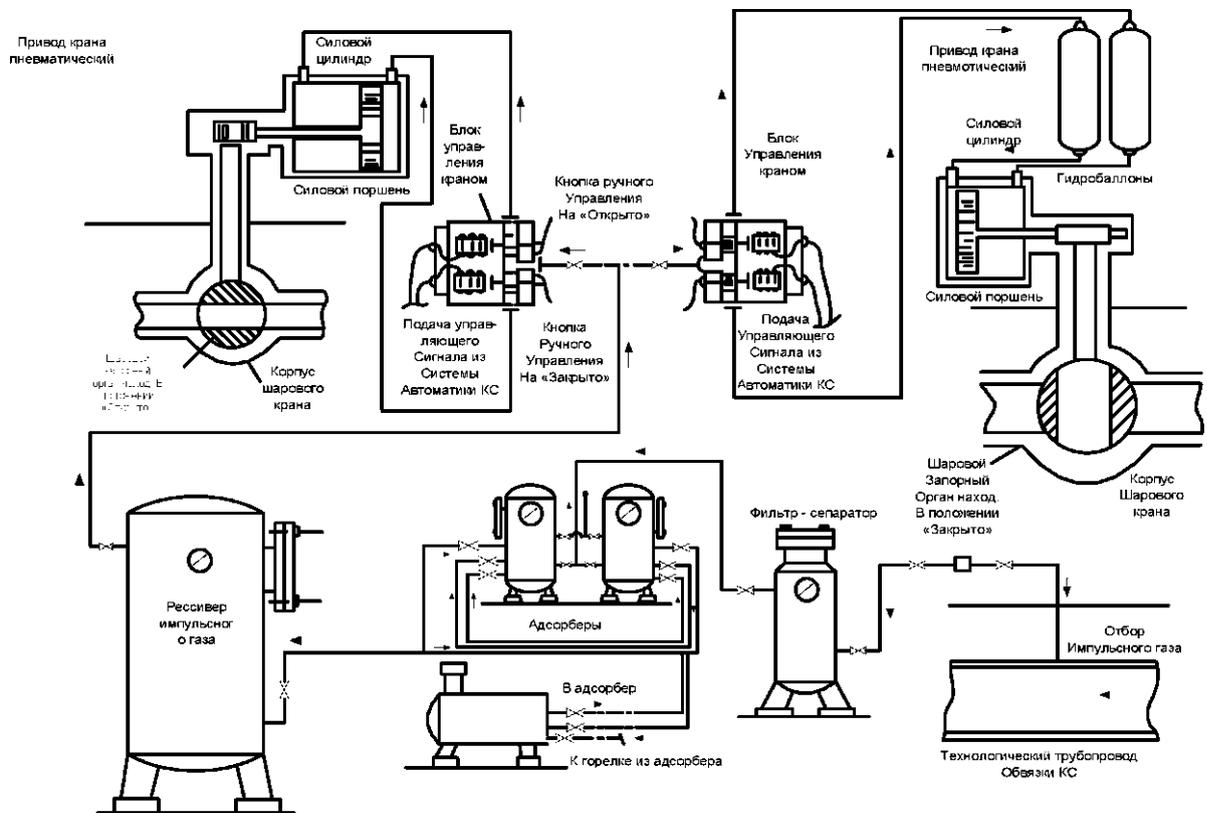


Рис. 1.17. Принципиальная схема системы подготовки импульсного газа.

Принципиальная схема системы подготовки импульсного газа приведена на рис. 1.17.

В состав УПИГ входит следующее оборудование: фильтр-сепараторы, адсорберы, огневой подогреватель, газовый ресивер, запорная арматура, контрольно-измерительные приборы, трубопроводы и гибкие резиновые шланги.

Фильтр-сепараторы предназначены для очистки импульсного газа от механических примесей и влаги. Адсорберы предназначены для осушки импульсного газа путем поглощения воды, находящейся в газе. Поглощение осуществляется адсорбентом, находящимся в полости адсорберов. В качестве адсорбента используются силикагель или цеолит. Степень очистки и осушки импульсного газа должна исключать заедание и обмерзание исполнительных органов при низких температурах наружного воздуха.

Как правило, из двух адсорберов в рабочем режиме поглощения влаги находится один. Другой адсорбер находится в режиме восстановления адсорбента. Восстановление осуществляется путем пропускания части подогретого до высокой температуры газа (около 300 °С) через увлажненный адсорберт. Дело в том, что при достижении предельной влажности, силикагель теряет способность дальнейшего поглощения влаги и для возобновления его адсорбционных свойств через него пропускают горячий теплоноситель. Осушку силикагеля проводят один раз в 2-3 месяца. Для подогрева газа используется огневой подогреватель. Цикл регенерации силикагеля длится примерно 4-6 ч, цикл охлаждения 2-4 ч.

При эксплуатации УПИГ с помощью контрольно-измерительных приборов осуществляется контроль за давлением и температурой газа, его расходом и точкой росы, которая должна составлять - 25 °С.

После УПИГ газ поступает ко всем общестанционным кранам на узел подключения, режимным и агрегатным кранам, а также на низкую сторону к кранам топливного и пускового газа.

***Назначение системы топливного и пускового газа, точки отбора из технологических коммуникаций КС. Принципиальная схема системы топливного и пускового газа: состав оборудования и его назначение.***

Система топливного и пускового газа предназначена для очистки, осушки и поддержания требуемого давления и расхода перед подачей его в камеру сгорания и на пусковое устройство (турбодетандер). Газ для этих систем, аналогично, как и для системы импульсного газа, отбирается из различных точек технологических коммуникаций КС: на узле подключения до и после крана № 20, из выходного коллектора пылеуловителей и выходного шлейфа компрессорного цеха - перед аппаратами воздушного охлаждения газа.

Система топливного и пускового газа имеет блочное исполнение, и включает в себя следующее оборудование (рис. 1.19): циклонный сепаратор, или блок очистки, фильтр-сепаратор, или блок осушки, подогреватели, блок редуцирования пускового и топливного газа, трубопроводы, замерное устройство, краны № 9, 12, 14 и 15, а также стопорные и регулирующие клапаны топливной системы, пусковое устройство или турбодетандер (ТД).

Работа системы осуществляется следующим образом: газ, отбираемый из технологических коммуникаций КС, поступает на блок очистки или газосепаратор 1, где происходит его очистка от механических примесей. Далее газ поступает в фильтр-сепаратор 2, где происходит его более глубокая очистка от механических примесей и влаги. Затем газ поступает в подогреватель 3 типа ПТПГ-30, где подогревается до температуры 45-50 °С. Огневой подогреватель представляет собой теплообменник, в котором трубный пучок газа высокого давления погружен в раствор диэтиленгликоля. Диэтиленгликоль подогревается за счет использования камеры сгорания этого устройства. Подогрев газа осуществляется с целью обеспечения устойчивой работы блоков редуцирования и недопущения его промерзания, что может нарушить устойчивую работу системы регулирования ГТУ.

Перед блоком редуцирования газ разделяется на два потока: один направляется на блок редуцирования топливного газа 4, другой на блок редуцирования пускового газа 5.

Топливный газ редуцируется до давления 0,6-2,5 МПа в зависимости от давления воздуха за осевым компрессором ГТУ. После блока редуцирования

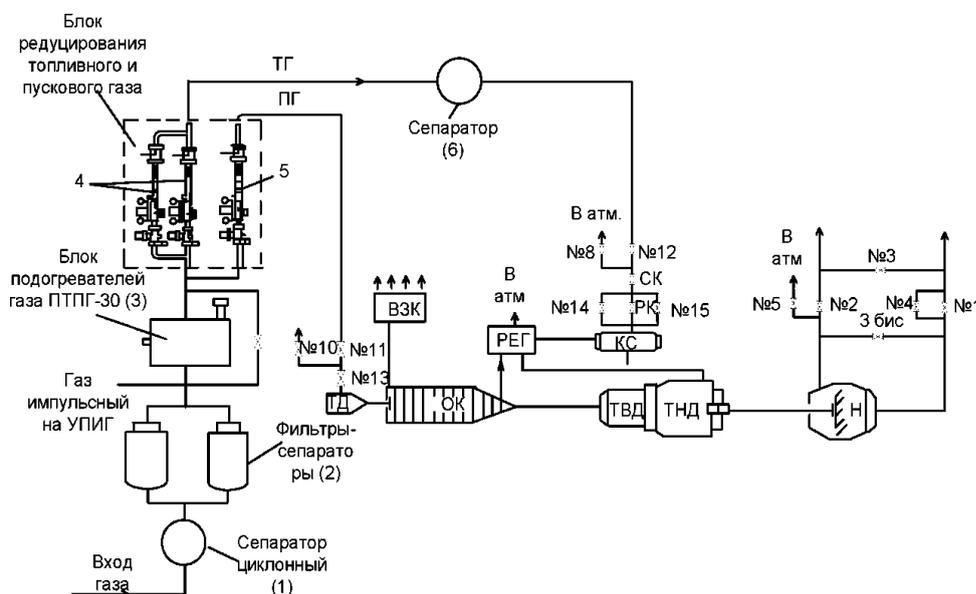


Рис. 1.19. Принципиальная схема системы топливного и пускового газа: ТГ - топливный газ; ПГ - пусковой газ; ВЗК - воздухозаборная камера; ТД - турбодетандер; ОК - осевой компрессор; КС - камера сгорания; ТВД - турбина высокого давления; ТНД - турбина низкого давления; Н - нагнетатель; РЕГ - регенератор

топливный газ поступает в сепаратор 6, где происходит его повторная очистка от выделившейся при редуцировании влаги, и затем в топливный коллектор. В камеру сгорания топливный газ поступает через кран № 12, стопорный (СК) и регулирующий (РК) клапаны. Краны № 14 и 15 используются для запальной и дежурной горелки в период пуска агрегата.

Пусковой газ, пройдя систему редуцирования, снижает свое давление до 1,0-1,5 МПа и поступает через краны № 11 и 13 на вход в турбодетандер, где расширяясь до атмосферного давления, совершает полезную работу, идущую на раскрутку осевого компрессора и турбины высокого давления.

## Тема 1.6 Система маслоснабжения КС.

Система маслоснабжения компрессорной станции включает в себя две маслосистемы: общецеховую и агрегатную.

### *Общецеховая маслосистема: назначение и состав оборудования.*

**Общецеховая маслосистема** (рис. 1.20), предназначенная для приема, хранения и предварительной очистки масла перед подачей его в расходную емкость цеха. Эта система включает в себя: склад ГСМ 1 и помещение маслорегенерации 3. На складе имеются в наличии емкости 2 для чистого и отработанного масла. Объем емкостей для чистого масла подбирается исходя из обеспечения работы агрегатов сроком не менее 3 месяцев. В помещении склада ГСМ устанавливается емкость отрегенированного масла и емкость отработанного масла, установка для очистки масла типа ПСМ-3000-1, насосы для подачи масла к потребителям, а также система маслопроводов с арматурой.

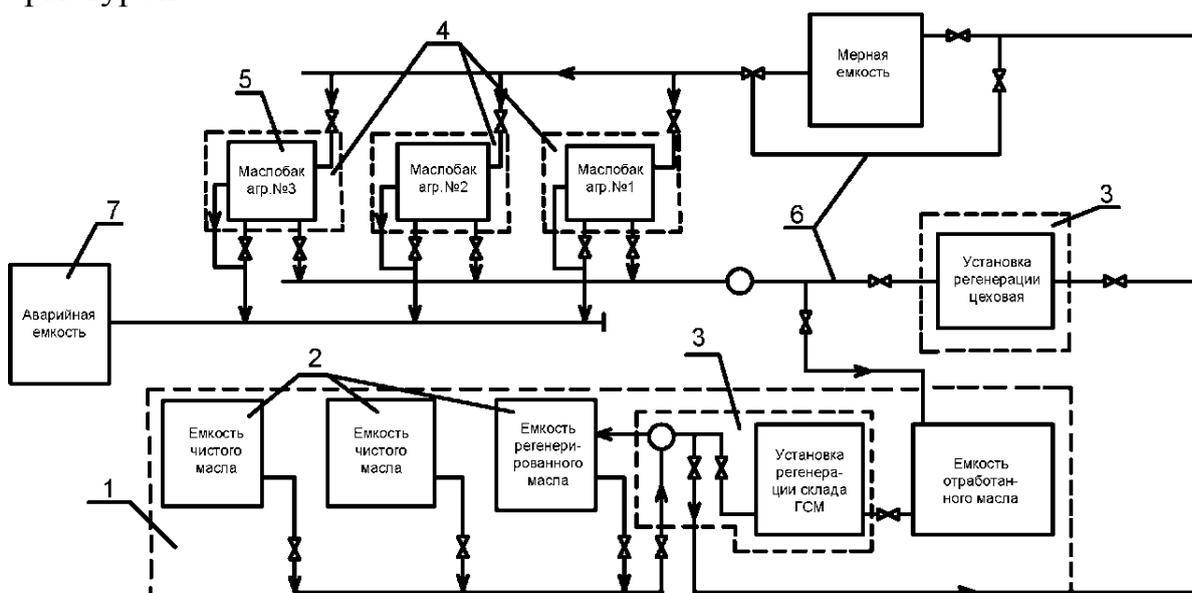


Рис. 1.20. Общецеховая маслосистема: 1 - склад ГСМ; 2 - емкости масляные; 3 - помещение маслорегенерации; 4 - газоперекачивающие агрегаты; 5 - маслобак ГПА; 6 - маслопроводы; 7 - аварийная емкость

После подготовки масла на складе ГСМ и проверки его качества, подготовленное масло поступает в расходную емкость. Объем расходной емкости выбирается равным объему маслосистемы ГПА, плюс 20 % для подпитки работающих агрегатов. Эта расходная емкость, оборудованная замерной линейкой, используется для заправки агрегатов маслом. Для газотурбинных ГПА применяется масло марки ТП-22С или ТП-22Б. Для организации движения масла между складом ГСМ и расходной емкостью, а также для подачи к ГПА чистого масла и откачки из него отработанного масла их соединяют с помощью маслопроводов. Эта система должна обеспечивать следующие возможности в подаче масла:

- подачу чистого масла из расходного маслобака в маслобак ГПА, при этом линия чистого масла не должна иметь возможность смешиваться с отработанным маслом;

- подачу отработанного масла из ГПА только в емкость отработанного масла;

- аварийный слив и перелив масла из маслобака ГПА в аварийную емкость.

Для аварийного слива необходимо использовать электроприводные задвижки, включаемые в работу в автоматическом режиме, например, при пожаре.

***Агрегатная маслосистема и ее подсистемы: смазочная, система управления и гидравлическая. Смазочная система ГПА: состав оборудования, принцип работы.***

На рис. 1.21 приведена схема маслосистемы для агрегата ГТК-25И фирмы "Нуово-Пиньоне", которая включает в себя: смазочную систему, систему управления и гидравлическую систему, обеспечивающую подачу масла высокого давления на привод стопорного и регулирующего клапанов топливного газа, узла управления поворотными сопловыми лопатками ТНД, а также подачу масла в систему уплотнения центробежного нагнетателя.

Смазочная система ГПА включает в себя три масляных насоса 6 (главный, вспомогательный и аварийный), маслобак 1 с напорными и сливными трубопроводами 9, предохранительный клапан 7, охладитель масла 2, два основных фильтра со сменными фильтрующими элементами 3, электрический подогреватель 8, датчики давления, температуры и указателей уровня масла.

Работа смазочной системы осуществляется следующим образом: после включения вспомогательного масляного насоса, масло под давлением начинает поступать из маслобака 1 в нагнетательные линии. Основной поток масла поступает к маслоохладителям 2, откуда после охлаждения оно подается к основным масляным фильтрам 3. Дифманометр, установленный на фильтрах, указывая на перепад давления до и после фильтров, характеризует степень их загрязнения. При достижении перепада давлений масла на уровне примерно 0,8 МПа, происходит переключение работы на

резервный фильтр; фильтрующие элементы на работающем фильтре

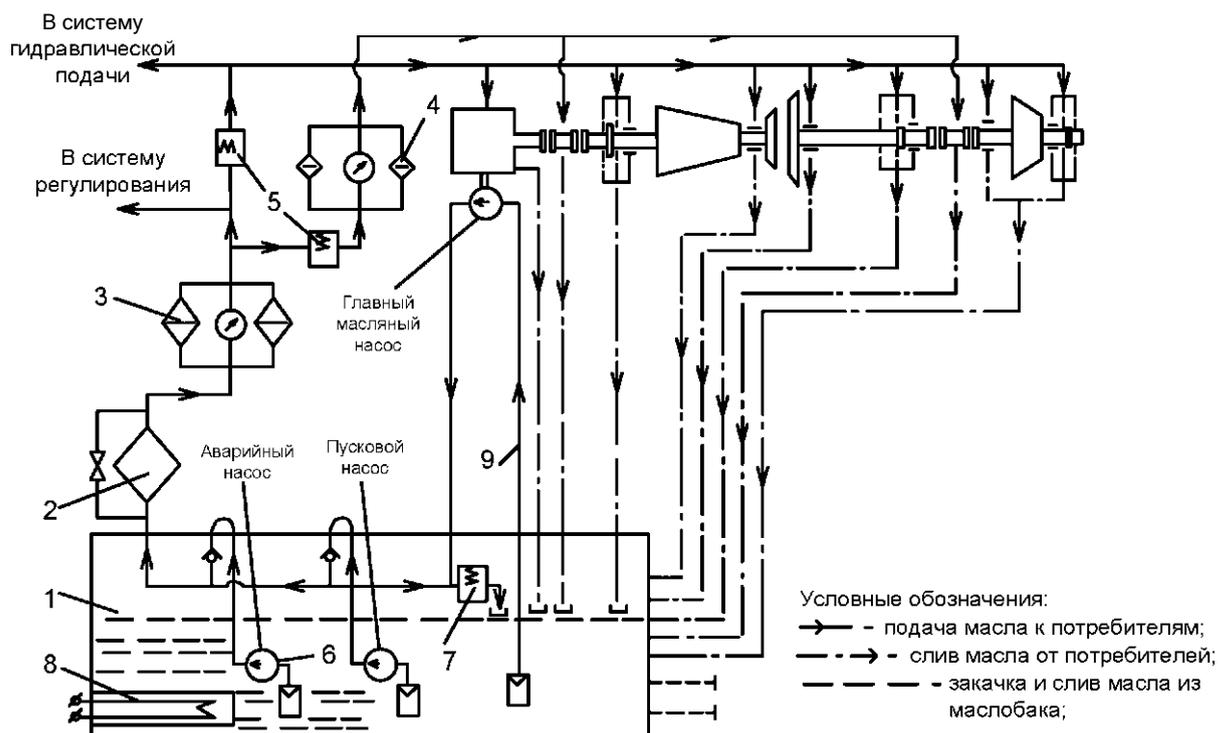


Рис. 1.21. Смазочная система ГТК - 25И: 1 - маслобак; 2 - охладитель масла; 3 - фильтры масляные; 4 - фильтры масляные муфт; 5 - регулятор давления; 6 - маслонасосы; 7 - предохранительный клапан; 8 - подогреватель; 9 - маслопроводы

заменяются.

Очищенное масло после фильтров поступает на регуляторы давления 5, которые обеспечивают подачу масла на подшипники и соединительные муфты "турбина-редуктор" и "турбина-нагнетатель" с необходимым давлением.

Из подшипников масло по сливным трубопроводам поступает обратно в маслобак 1. Термосопротивления, установленные на сливных трубопроводах, позволяют контролировать температуру подшипников турбоагрегата и центробежного нагнетателя.

Количество масла в баке контролируется при помощи специального уровнемера, соединенного с микровыключателем датчика минимального и максимального уровня. Сигналы датчика введены в предупредительную сигнализацию агрегатной автоматики. Контроль за уровнем масла в маслобаке осуществляется и визуально с помощью уровнемерной линейки, установленной на маслобаке.

***Система уплотнения центробежного нагнетателя: основные узлы и принцип работы.***

Работа системы уплотнения центробежного нагнетателя основана на использовании принципа гидравлического затвора, обеспечивающего поддержание постоянного давления масла, на 0,1 - 0,3 МПа превышающего давление перекачиваемого газа.

Масло к винтовым насосам уплотнения поступает из системы маслоснабжения ГПА. В систему уплотнения нагнетателя входит (рис. 1.22): регулятор перепада давления 3, обеспечивающий постоянный перепад давления масла над давлением перекачиваемого газа, аккумулятор 2, обеспечивающий подачу масла в уплотнения в случае прекращения его подачи от насосов (при исчезновении напряжения), поплавковые камеры 4, служащие для сбора масла, прошедшего через уплотнения и газоотделитель 5, предназначенный для отбора газа, растворенного в масле.

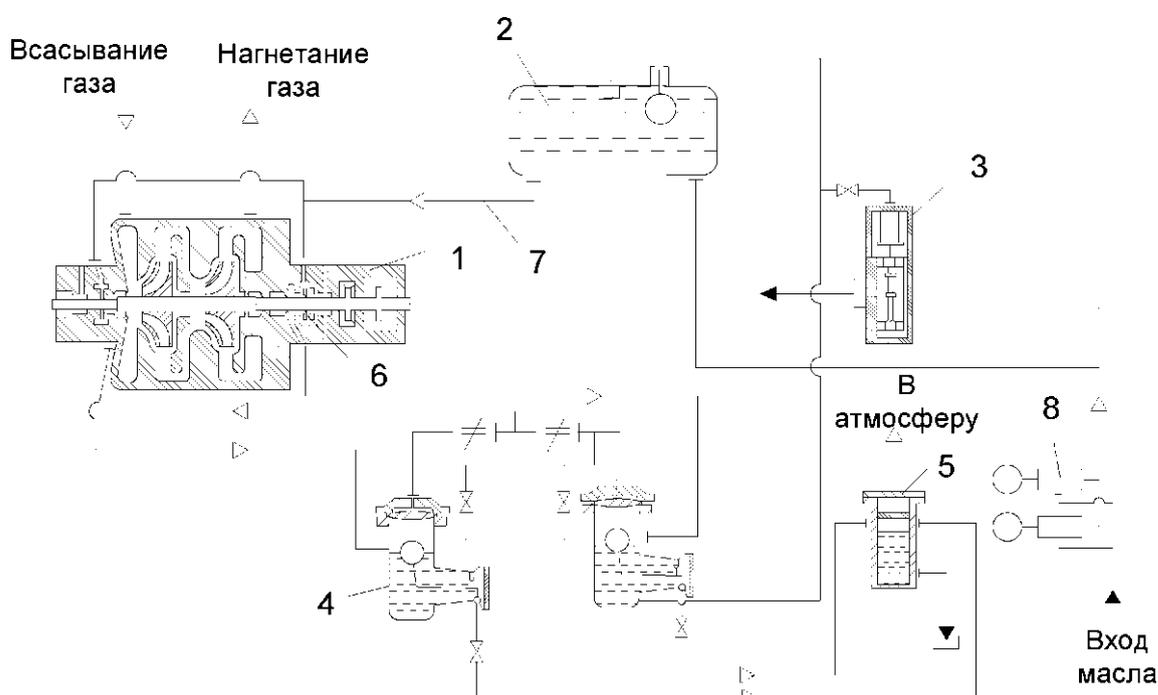


Рис. 1.22. Система уплотнения центробежного нагнетателя: 1 - центробежный нагнетатель; 2 - аккумулятор; 3 - регулятор перепада давления; 4 - поплавковая камера; 5 - газоотделитель; 6 - масляное уплотнение (торцевое); 7 - маслопровод высокого давления; 8 - винтовые насосы.

При работе ГПА масло высокого давления после насосов 8 по маслопроводу поступает на вход регулятора перепада давления 3. После регулятора 3 оно поступает в аккумулятор 2 и далее по двум маслопроводам 7 к уплотнениям 6 центробежного нагнетателя 1. После уплотнений масло сливается в поплавковые камеры 4, по мере заполнения которых оно перетекает в газоотделитель 5, где происходит выделение газа,

растворенного в масле. Очищенное от газа масло возвращается в основной маслбак, а выделившийся из масла газ через свечу отводится в атмосферу.

Одним из важнейших элементов системы уплотнений являются непосредственно масляные уплотнения. Различают в основном два типа уплотнений: щелевые и торцевые. О качестве работы системы уплотнений судят по интенсивности поступления масла в поплавковую камеру. Быстрое ее заполнение маслом при закрытом сливе свидетельствует о повышенном расходе масла через уплотнения.

### ***Системы охлаждения масла на КС: градирни и аппараты воздушного охлаждения (АВО масла).***

На компрессорных станциях используются два типа систем охлаждения масла: градирни и аппараты воздушного охлаждения (АВО масла).

Градирни в настоящее время редко используются на КС, главным образом, из-за трудностей их эксплуатации в зимний период, когда начинается интенсивное их обледенение, приводящее к снижению поступления воздуха в градирню и, как следствие, повышению температуры масла. Кроме того, применение градирен вызывает необходимость хорошей водоподготовки, повышенный расход воды, а также значительные расходы на проведение профилактических ремонтов градирен.

### ***Очистка турбинного масла на КС: маслоочистительные машины (для самостоятельного изучения).***

На компрессорных станциях для очистки турбинного масла применяются маслоочистительные машины типов ПСМ-1-3000, СМ-1-3000, НСМ-2, НСМ-3, СМ-1,5, которые могут работать в зависимости от степени загрязнения масла как по схеме очистки, так и по схеме осветления регенерируемого масла. Принципиальная схема маслоочистительной машины типа ПСМ-1-3000 приведена на рис. 1.23. По этой схеме загрязненное масло, пройдя фильтр грубой очистки 8, шестеренчатым насосом 7 через электроподогреватель 5 подается в очистительный вращающийся барабан 9, где из масла происходит выделение механических примесей и воды. В нижней части барабана масло под действием центробежных сил поступает на разделительные тарелки 10. Вода, имеющая большую плотность, чем масло, центробежной силой отбрасывается на периферию и под действием непрерывно поступающего в барабан масла попадает в водяную полость маслосборника 3. Очищенное масло по кольцевому каналу сливается в вакуум-бак 4. Шестеренчатым насосом 7 масло из вакуум-бака подается на фильтр 1, откуда оно выходит уже полностью очищенным. При работе маслоочистительной машины механические примеси оседают на стенках барабана 9.

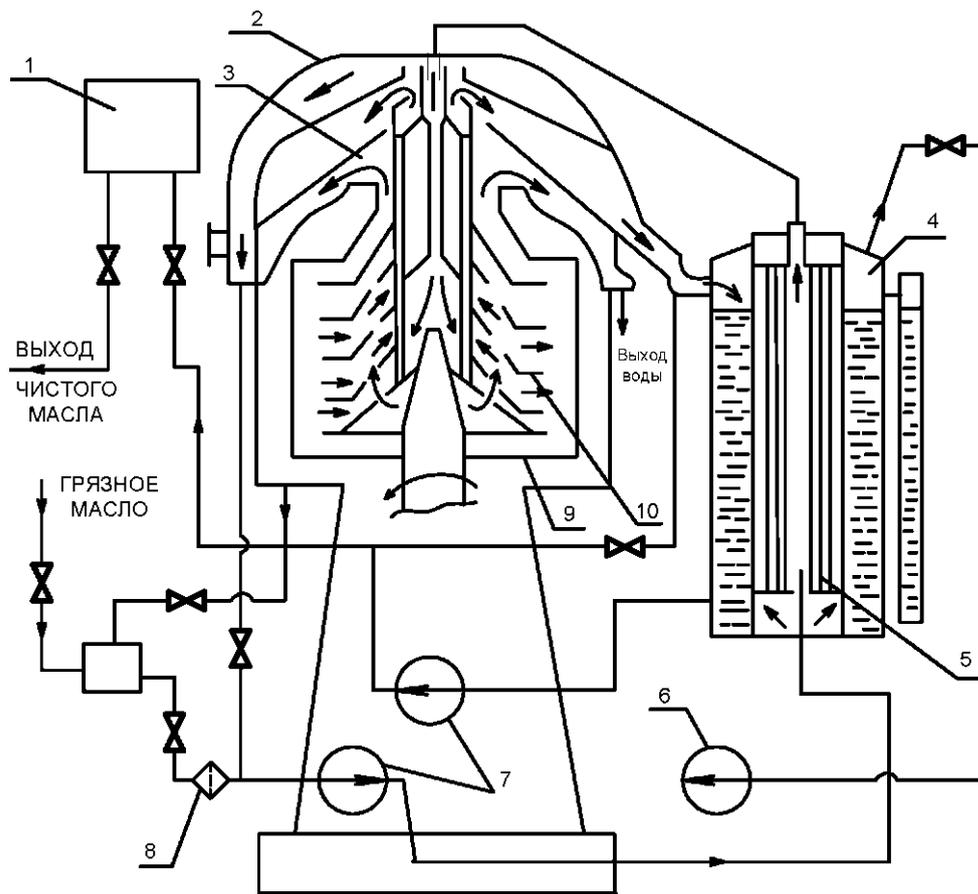


Рис. 1.23. Маслоочистительная машина ПСМ-1-3000: 1 - фильтр-пресс; 2 - маслоборник; 3 - водяная полость маслоборника; 4 - вакуум-бак; 5 - электроподогреватель; 6 - вакуум-насос; 7 - шестеренчатый насос; 8 - фильтр грубой очистки; 9 - барабан; 10 - разделительные тарелки

## Лекция №6

### Тема 1.7 Газоперекачивающие агрегаты (ГПА) на КС и их компоновка. Типы газоперекачивающих агрегатов, применяемых на КС.

*Назначение ГПА и его компоновка на КС. Основные узлы агрегата, их назначение и устройство.*

Газоперекачивающий агрегат - сложная энергетическая установка, предназначенная для компремирования природного газа, поступающего на КС по магистральному газопроводу.

На рис. 2.25 приведена принципиальная схема ГПА с газотурбинным приводом, где показаны все основные узлы, входящие в агрегат:

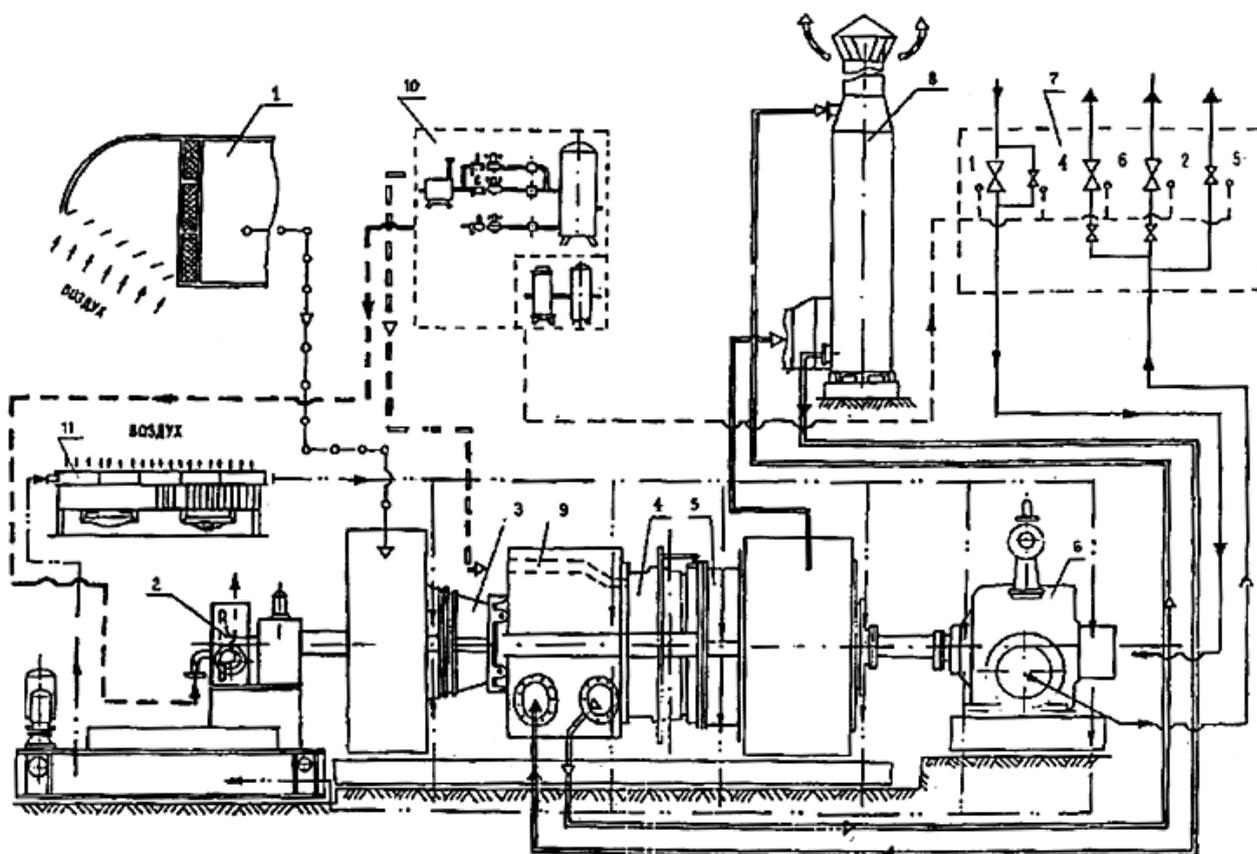


Рис. 3.25. Принципиальная схема компоновки ГПА:

—○—○— - воздух до осевого компрессора; —○—○— - воздух до рекуператора; —○—○— - воздух после рекуператора; —○—○— - выхлопные газы; - - - - пусковой газ; - - - - топливный газ; - - - - импульсный газ; — - - - технологический газ; - - - - масло.

1. Воздухозаборная камера (ВЗК) нужна для подготовки циклового воздуха, поступающего из атмосферы на вход осевого компрессора. На разных типах ГПА воздухозаборные камеры имеют различные конструкции,

но все предназначены для очистки поступающего воздуха и понижения уровня шума в районе ВЗК.

2. Пусковое устройство (турбодетандер, воздушный или электрический стартер) необходимо для первоначального раскручивания осевого компрессора (ОК) и турбины высокого давления (ТВД) в момент пуска ГПА.

3. Осевой компрессор предназначен для подачи необходимого количества воздуха в камеру сгорания газотурбинной установки.

4. Турбина высокого давления служит приводом осевого компрессора и находится с ним на одном валу.

5. Турбина низкого давления (ТНД) служит для привода центробежного нагнетателя.

6. Нагнетатель природного газа представляет собой центробежный газовый компрессор без наличия промежуточного охлаждения и предназначен для компремирования природного газа.

7. Краны обвязки ГПА.

8. Регенератор (воздухоподогреватель) представляет собой теплообменный аппарат для повышения температуры воздуха, поступающего после ОК в камеру сгорания (КС), и тем самым снижения расхода топливного газа по агрегату.

9. Камера сгорания предназначена для сжигания топливного газа в потоке воздуха и получения продуктов сгорания с расчетными параметрами (давление, температура) на входе в ТВД.

10. Блок подготовки пускового и топливного газа представляет собой комплекс устройств, при помощи которых часть газа, отбираемого из магистрального газопровода, очищается от механических примесей и влаги, доводится до необходимых параметров, обусловленных требованиями эксплуатации газоперекачивающих агрегатов.

11. Аппараты воздушного охлаждения масла предназначены для охлаждения смазочного масла после подшипников турбин и нагнетателя.

Кроме того, каждый ГПА снабжен системой регулирования основных параметров агрегата, системами агрегатной автоматики, автоматического пожаротушения, обнаружения загазованности помещения и др.

Рассмотрим компоновку и общий вид газоперекачивающего агрегата на примере ГПА-Ц-16 (Рис. 1.15). Агрегат ГПА-Ц-16 предназначен для транспортирования природного газа по магистральным газопроводам при рабочем давлении 5,5 - 7,5 МПа.

Газоперекачивающий агрегат полностью автоматизирован, устанавливается в индивидуальном контейнере и может эксплуатироваться при температуре окружающего воздуха от -55 до + 45 градусов Цельсия.

Агрегат состоит из отдельных функционально завершенных блоков и сборочных единиц полной заводской готовности, стыкуемых между собой на

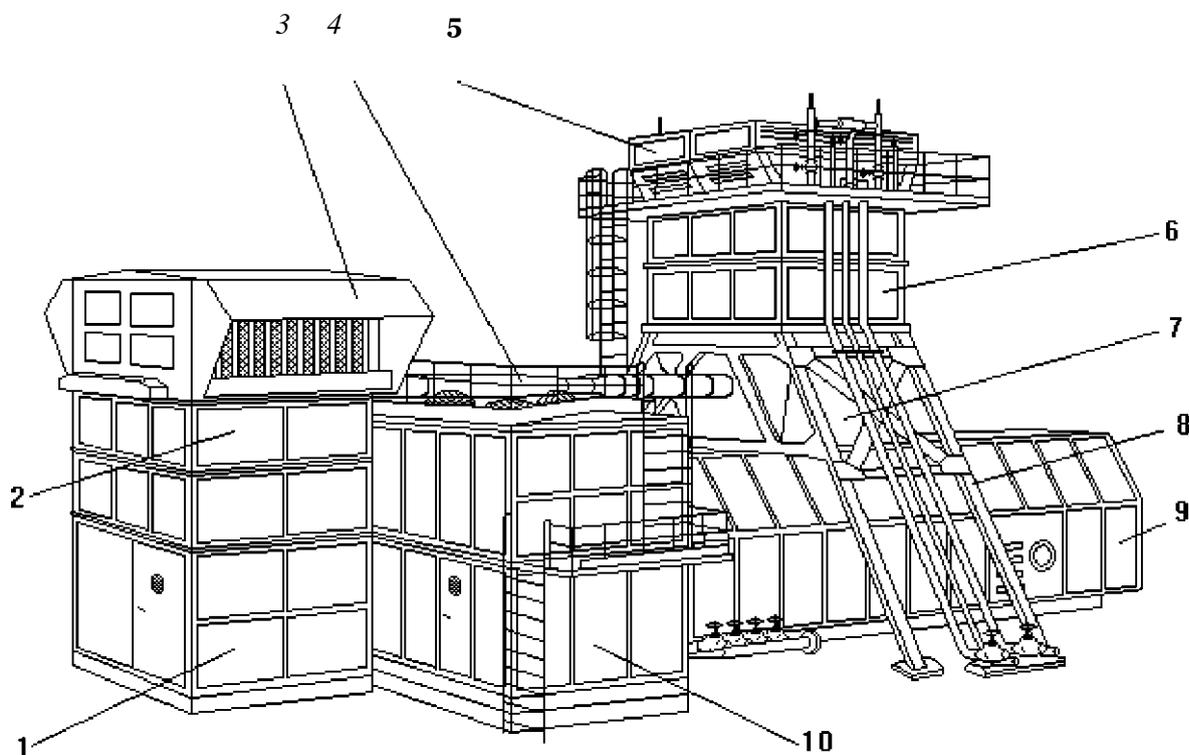


Рис. 1.15. Общий вид агрегата ГПА-Ц-16: 1-камера всасывания; 2- шумоглушители всаса; 3-воздухоочистительное устройство; 4-система подогрева циклового воздуха; 5-утилизатор; 6- шумоглушители выхлопа; 7- диффузор; 8-опора выхлопной части; 9-турбоблок; 10-блок маслоагрегатов

месте эксплуатации (Рис. 1.16).

В состав ГПА входят:

- турбоблок с газотурбинным двигателем НК-16СТ и центробежным нагнетателем НЦ-16;
- воздухоочистительное устройство (ВОУ);
- шумоглушитель всасывающего тракта;
- всасывающая камера;
- промежуточный блок;
- блок вентиляции;
- два блока маслоохладителей;
- выхлопной диффузор;

- выхлопная шахта;
- шумоглушители выхлопного тракта;
- блок автоматики;
- блок маслоагрегатов;
- блок фильтров топливного газа;
- система подогрева циклового воздуха;
- система пожаротушения;
- система обогрева контейнера.

Турбоблок включает в себя следующие сборочные единицы: контейнер; приводной двигатель НК-16СТ, установленный на подmotorной раме; выхлопную улитку; переходник; нагнетатель и муфту, передающую вращение от свободной турбины двигателя к нагнетателю. Кроме того, в турбоблоке размещены отдельные сборочные единицы маслосистемы, системы обогрева, автоматического пожаротушения, обогрева циклового воздуха и автоматического управления агрегатом.

Контейнер при помощи герметичной перегородки разделен на два изолированных помещения: отсек двигателя и отсек нагнетателя. Отсеки представляют собой сварные каркасы из профильного проката с закрепленными на них панелями. В отсеках имеются двери и расположены кронштейны для крепления навесного оборудования.

Для проведения ремонтных и регламентных работ в отсеке нагнетателя установлен ручной передвижной кран грузоподъемностью 5 тонн и ручная таль грузоподъемностью 1 тонна.

Улитка предназначена для плавного торможения и поворота на 90° потока выхлопных газов приводного двигателя с последующим выбросом их через выхлопное устройство в атмосферу.

Муфта предназначена для передачи крутящего момента от силовой турбины двигателя к нагнетателю. Состоит из четырех основных частей: упругой муфты со стороны ротора силовой турбины; промежуточного вала; зубчатой муфты со стороны ротора нагнетателя; кожуха муфты. Конструкция муфты позволяет компенсировать радиальные и осевые смещения, возникающие от тепловых расширений роторов и от неточности центровки при монтаже, а также гасить возможные резонансные колебания, возникающие в процессе работы агрегата.

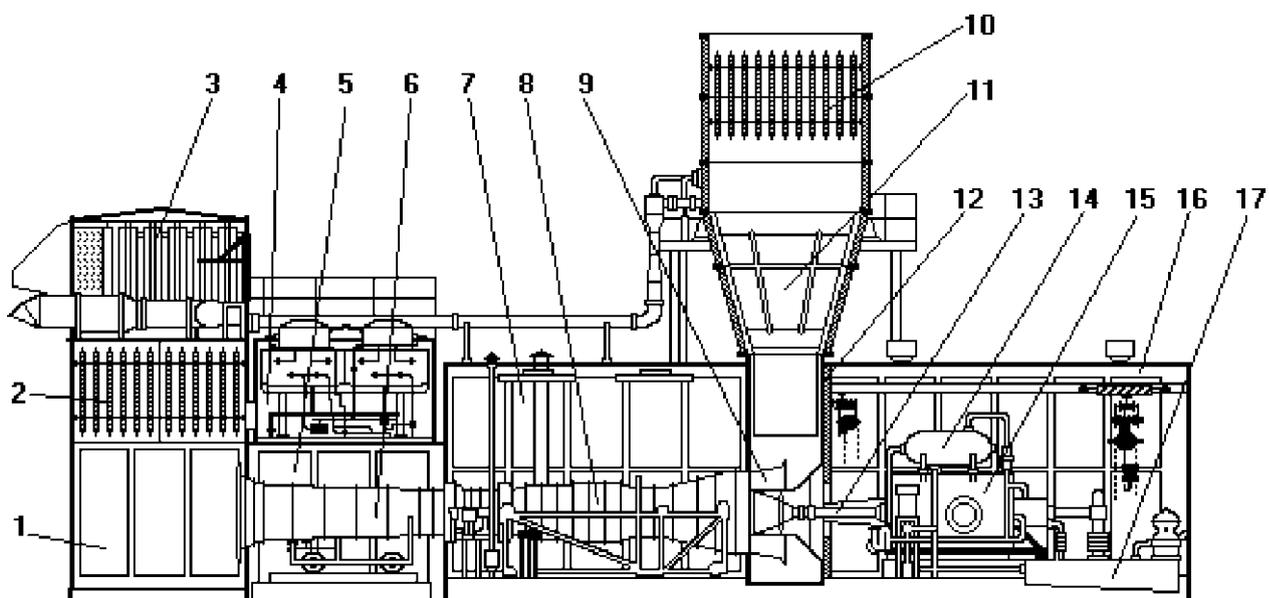


Рис. 1.16. Компоненка агрегата: 1-камера всасывания; 2- шумоглушители; 3-воздухоочистительное устройство; 4-блок вентиляции; 5- промежуточный блок; 6-патрубок; 7-отсек двигателя; 8-двигатель НК-16СТ; 9- выхлопная улитка; 10-шумоглушители выхлопа; 11-диффузор; 12-герметичная перегородка; 13-промежуточный вал; 14-гидроаккумулятор; 15-нагнетатель НЦ-16;16-отсек нагнетателя; 17-маслобак нагнетателя

Воздухоочистительное устройство предназначено для очистки от пыли и других механических включений циклового воздуха, поступающего из атмосферы в компрессор двигателя. Воздухоочистительное устройство (ВОУ) рассчитано на совместную работу с системой подогрева циклового воздуха, работающей по принципу подмешивания горячих выхлопных газов к всасываемому атмосферному воздуху на входе ВОУ.

ВОУ состоит из камеры, фильтрующих элементов, короба отсоса пыли, вентиляторов отсоса пыли, патрубков, настила, байпасных клапанов и решеток для подогрева циклового воздуха.

Очистка воздуха производится в инерционно-жалюзийных сепараторах. Запыленный атмосферный воздух засасывается в фильтрующие элементы через прямоугольные окна в стенках камеры ВОУ. За счет резкого поворота потока в фильтрующих элементах происходит сепарационное разделение воздушного потока. Поток очищенного воздуха, изменив

направление в вертикальных листах фильтрующих элементов, поступает через шумоглушители в осевой компрессор двигателя.

На задней стенке камеры ВОУ размещены два байпасных клапана (БК) и герметично закрывающаяся дверь.

Открываются клапаны автоматически при достижении разрежения в камере ВОУ 800 Па. При снижении разрежения до 500 Па клапаны закрываются.

Камера всасывания служит для направления очищенного в ВОУ атмосферного воздуха к осевому компрессору двигателя. Всасывающая камера состоит из двух основных частей: камеры и рамы, собираемых при монтаже.

Камера представляет собой цельносварной каркас, выполненный из профильного проката. В проемы каркаса камеры установлен шумоглушитель, представляющий собой специальные щиты, заполненные теплоизоляционными звукопоглощающими матами из супертонкого базальтового волокна. Внутренняя сторона щитов обшита перфорированным стальным листом.

В центральных проемах задней и передней стенок установлены ворота, которые служат для закатки и выкатки двигателя при его замене.

На внутренних воротах камеры закреплена лемниската, обеспечивающая направленный поток воздуха к двигателю.

Рама представляет собой цельносварную конструкцию прямоугольной формы, на которую при монтаже устанавливается камера.

Промежуточный блок предназначен для формирования равномерного потока воздуха непосредственно перед входным направляющим аппаратом осевого компрессора двигателя.

Выхлопное устройство с шумоглушением служит для выброса выхлопных газов и снижения шума выхлопа двигателя.

Устройство состоит из диффузора, проставки и шумоглушителя. Выхлопное устройство поддерживается опорой.

Диффузор предназначен для плавного снижения скорости выхлопных газов и представляет собой цельносварную конструкцию, состоящую из каркаса, внутренние проемы которого заполнены звукопоглощающим материалом.

Проставка представляет собой сварную конструкцию и служит для отбора выхлопных газов, идущих на обогрев всасывающего тракта.

Блок маслоохладителей предназначен для охлаждения масла, циркулирующего в системах смазки и уплотнения агрегата.

Блок маслоохладителей работает следующим образом: атмосферный воздух вентиляторами блока засасывается и продувается через теплообменные секции, отбирая тепло с поверхности обрешетки труб, а затем поступает во внутрь контейнера и через жалюзи выбрасывается в атмосферу. Открытие жалюзи происходит за счет наличия избыточного давления (поддува) в объеме контейнера блока маслоохладителей, создаваемого

вентиляторами. Поддержание требуемой температуры масла происходит автоматически при помощи регуляторов температуры и за счет включения по очереди вентиляторов.

Блок вентиляции предназначен для размещения оборудования, обеспечивающего вентиляцию отсека двигателя и просос атмосферного воздуха через маслоохладители при отсутствии электроэнергии.

В нормальном режиме работы блока вентиляции воздух из атмосферы засасывается осевыми вентиляторами, проходит через маслоохладители и через жалюзи в блоках вентиляции и маслоохладителей выбрасывается наружу. Жалюзи открыты под воздействием избыточного давления внутри блоков. Заслонки в этом случае закрыты и отсекают блок вентиляции от всасывающего тракта двигателя. Центробежный вентилятор забирает очищенный после ВОУ воздух из шумоглушителя и подает его в отсек двигателя.

В аварийном режиме работы заслонки поворачиваются на 90° и блок вентиляции соединяется со всасывающим трактом двигателя. Воздух из атмосферы за счет разрежения, создаваемого двигателем в блоках вентиляции и маслоохладителей, просасывается через вентиляторные отверстия, через аппараты воздушного охлаждения масла и затем через открытые заслонки в блоке вентиляции поступает на вход в двигатель. Жалюзи в блоках маслоохладителей и вентиляции при этом закрыты.

Блок маслоагрегатов предназначен для размещения маслоагрегатов и арматуры маслосистемы, что позволяет производить их обслуживание при работе ГПА.

Блок автоматики служит для размещения приборных щитов и другого оборудования систем автоматического управления ГПА.

Блок фильтров топливного газа предназначен для очистки газа от возможных загрязнений в трубопроводах между стационарным блоком подготовки топливного и пускового газа и входа в камеру сгорания двигателя. В блоке установлено два фильтра, обвязка которых позволяет включать в работу фильтры поочередно или оба одновременно.

Блок пожаротушения служит для размещения установки автоматического газового пожаротушения, вытяжного вентилятора, арматуры и других устройств. Подача огнегасящего вещества производится через штуцера в боковых стенках отсека.

Автоматическая система пожаротушения обеспечивает противопожарную защиту отсеков двигателя и нагнетателя за счет своевременного обнаружения очага возгорания и последующего подавления его путем автоматической подачи огнегасящего вещества - хладона 114В2.

Полный заряд хладона составляет 480 кг, при этом рабочий и резервный заряды - по 240 кг. Давление хладона в баллонах при температуре 25°С составляет 12,5 МПа.

Для обнаружения пожара и выдачи команды в систему управления в отсеках двигателя и нагнетателя установлены соответствующие датчики.

Система обогрева предназначена для разогрева агрегата в холодное время года перед пуском и для обеспечения нормальных климатических условий при работе приборов и оборудования, установленных в отсеках контейнера. Обогрев осуществляется горячим воздухом, отбираемым от работающего двигателя за компрессором высокого давления (температура 280°С).

Система подогрева циклового воздуха предназначена для предотвращения обледенения всасывающего тракта двигателя в диапазоне температур атмосферного воздуха от +7 до -10 °С. Подогрев циклового воздуха осуществляется подачей на вход воздухоочистительного устройства горячих газов из выхлопной шахты агрегата.

***Классификация ГПА на КС по типу привода: газотурбинные ГПА, электроприводные агрегаты (ЭГПА) и газомотокомпрессорные установки (ГМК), их показатели.***

Газоперекачивающие агрегаты, применяемые для компремирования газа на компрессорных станциях, по типу привода подразделяются на три основных группы: газотурбинные установки (ГТУ), электроприводные агрегаты (ЭГПА) и газомотокомпрессорные установки (ГМК).

К первой группе относятся ГПА с приводом от центробежного нагнетателя от газовой турбины; ко второй - агрегаты с приводом от электродвигателя и к третьей группе - агрегаты с приводом от поршневых двигателей внутреннего сгорания, использующих в качестве топлива природный газ.

К агрегатам первой группы - основного вида привода компрессорных станций, относятся: стационарные, авиационные и судовые газотурбинные установки.

К авиаприводным газотурбинным установкам относятся ГПА, приводом которых служит газовая турбина авиационного типа, специально реконструированная для использования на компрессорных станциях.

В настоящее время на газопроводах эксплуатируются двигатели, выпускаемые Самарским моторостроительным объединением им. Фрунзе. Сборку агрегатов осуществляет Сумское машиностроительное научно-производственное объединение (г. Сумы, Украина).

К агрегатам, выпускаемым этими объединениями, относятся: ГПА-Ц-6,3 с двигателем НК-12СТ и нагнетателями Н-196-1,45 и НЦВ-6,3/56-1,45; ГПА-Ц-6,3/76 с двигателем НК-12СТ и нагнетателем НЦВ-6,3/76-1,45 и ГПА-Ц-6,3/125 с двигателем НК-12СТ и нагнетателем НЦВ-6,3/125-2,2. КПД этих агрегатов составляет 24%. На газопроводах в общей сложности эксплуатируется 440 таких ГПА.

Сумским машиностроительным научно-производственным объединением осуществляется сборка ГПА и на основе двигателей, выпускаемых Казанским моторостроительным объединением им.Фрунзе. К

таким агрегатам относится ГПА-Ц-16 с двигателем НК-16СТ и нагнетателями Ц-16/56-1,44 и Ц-16/76-1,45. КПД агрегатов составляет 27%, мощность 16 МВт, степень сжатия по нагнетателю - 1,45. Общее число таких агрегатов составляет 536 шт.

К авиаприводным агрегатам на КС относятся и установки импортного производства, типа "Кобера-182" с двигателем Эйвон 1534-1016 производства фирмы "Ролл-Ройс" (Великобритания) и нагнетателем 2ВВ-30. КПД установки составляет 27,3%, мощность 12,9 МВт. Общее число таких агрегатов на КС ОАО "Газпром" - 42 шт.

К судовым газотурбинным агрегатам относятся ГПА, где в качестве привода используется модернизированная газовая турбина судового типа. К таким установкам относятся газовые турбины, выпускаемые Николаевским судостроительным заводом (Украина): ГПУ-10 "Волна" с двигателем ДР-59Л и нагнетателем 370-18-1, КПД установки - 26,5%.

В последнее время Николаевский судостроительный завод начал выпуск новых агрегатов на базе использования двигателя ДГ-90. КПД установки составляет 34%. На газопроводах эксплуатируется 8 таких агрегатов.

***Структура парка ГПА в системе ОАО «Газпром». Газотурбинные ГПА: стационарные, авиационные и судовые.***

Структура парка ГПА в системе ОАО «Газпром» представлена в табл.3.8.

Таблица 3.8- Структура парка ГПА в системе ОАО "Газпром"

Вид привода	Количество		Мощность	
	штук	%	млн.кВт	%
Газотурбинный привод	2989	74,2	33,7	85,5
Электропривод	746	18,5	5,3	13,5
Поршневой привод	293	7,3	0,4	1,0
Всего	4028	100	39,4	100

Показатели газотурбинных установок нового поколения характеризуются данными табл. 3.9.

Таблица 3.9- Показатели перспективных газотурбинных установок нового поколения

Марка ГПА	Марка двигателя	Тип двигателя	Мощность, МВт	КПД	Температ. перед турбиной, °С	Степень сжатия в цикле
ГПА-2,5	ГТГ-2,5	Судовой	2,5	0,27	939	13,0
ГПУ-6	ДТ-71	Судовой	6,3	0,305	1022	13,4
ГПА-Ц-6,3А	Д-336	Авиа	6,3	0,30	1007	15,9
ГТН-6У	ГТН-6У	Промышл.	6,3	0,305	920	12,0
ГПА-Ц-6,3Б	НК-14СТ	Авиа	8,0	0,30	1047	10,5
ГПУ-10А	ДН-70	Судовой	10,0	0,35	1120	17,0
ГПА-12 "Урал"	ПС-90	Авиа	12,0	0,34	1080	15,8
ГПА-Ц-16С	ДГ-90	Судовой	16,0	0,34	1065	18,8
ГПА-Ц-16Л	АЛ-31СТ	Авиа	16,0	0,337	1167	18,1
ГПА-Ц-16А	НК-38СТ	Авиа	16,0	0,368	1183	25,9
ГТНР-16	-	Промышл.	16,0	0,33	940	7,0
ГТН-25-1	-	Промышл.	25,0	0,31	1090	13,0
ГПА-Ц-25	НК-36СТ	Авиа	25,0	0,345	1147	23,1
ГПУ-25	ДН-80	Судовой	25,0	0,35	1220	21,8

ГПА нового поколения призваны обеспечить высокий уровень основных эксплуатационных показателей, включая высокую экономичность (КПД на уровне 31-36 % в зависимости от мощности агрегата), высокую надежность: наработка на отказ не менее 3,5 тыс.ч, межремонтный ресурс на уровне 20-25 тыс. ч, улучшенные экологические показатели и т.п.

Характеристики ряда типов центробежных нагнетателей, используемых на газопроводах, приведены в табл. 3.9.

Каждый тип нагнетателя характеризуется своей характеристикой, которая строится при его натурных испытаниях.

Таблица 3.9 - Характеристики центробежных нагнетателей для транспорта природных газов

Тип	Объемная	Номинал.	Объемная	Степень	Конечное
нагнетателя	коммерч. производ. млн.м <sup>3</sup> /сут	частота вращения, об/мин	производ., м <sup>3</sup> /мин	сжатия	давление на выходе, МПа
370-14-1	19,1	5300	289	1,25	5,66
H-300-1,23	20,0	6150	260	1,24	5,50
H-196-1,45	10,7	8200	196	1,45	5,60
520-12-1	29,3	4800	425	1,27	5,60
370-18-1	36,0	4800	370	1,23	7,60
H-16-56	51,0	4600	800	1,24	5,60
H-16-75	51,0	4600	600	1,24	7,50
H-16-76	31,0	6500	380	1,44	7,50
650-21-1	53,0	3700	640	1,45	7,60
820-21-1	53,0	3700	820	1,45	5,60
Купер-Бессемер:					
280-30	16,5	6200	290	1,51	5,60
СДР-224	17,2	6200	219	1,51	7,50
2ВВ-30	21,8	5000	274	1,51	7,50
Нуово-Пиньони:					
PCL- 802/24	17,2	6500	219	1,49	7,52
РС-L1001-40	45,0	4600	520	1,51	7,52

**Общестанционные системы КС (демонстрация учебного видеофильма).**

## Лекция №7

### Тема 2.1 Устройство и работа компрессорных машин.

#### *Назначение компрессоров и их классификация.*

Назначение компрессоров состоит в сжатии газов и перемещении их к потребителям по трубопроводным системам.

Компрессоры, применяемые для отсасывания газа из емкостей с вакуумом, сжимающие газ до атмосферного или несколько большего давления, называют вакуум-насосами.

Основными величинами (параметрами), характеризующими работу компрессора, являются объемная подача  $Q$  (исчисляется обычно при условиях всасывания), начальное  $p_1$  и конечное  $p_2$  давления или степень повышения давления, частота оборотов ротора и мощность  $N$  на валу компрессора.

Компрессоры по способу действия можно разделить на три основные группы: объемные, лопастные и струйные.

При классификации по конструктивному признаку объемные компрессоры подразделяются на поршневые и роторные, а лопастные - на центробежные и осевые (Табл. 2.1). Возможно разделение компрессоров на группы в зависимости от рода перемещаемого газа, вида привода, назначения компрессора.

Таблица 2.1

Классификация компрессоров по конструктивному признаку	Назначение	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /мин	Степень повышения давления $\varepsilon$	Частота вращения $n$ , об/мин
Поршневые	Вакуум-насосы	0 – 100 0 – 500	1 – 50 2,5 - 1000	60 – 1500 100 – 3000
	Компрессоры			
Роторные	Вакуум-насосы	0 – 100 0 – 500	1 – 50 1,1 – 3	250 – 6000 300 – 15000
	Газодувки	0 – 500	3 – 12	300 – 15000
	Компрессоры			
Центробежные	Вентиляторы	0 – 6000	1 – 1,15	300 – 3000
	Газодувки	0 – 5000	1,1 – 4	300 – 3000
	Компрессоры	100 – 4000	3 – 20	1500 – 45000
Осевые	Вентиляторы	50 – 10000	1 – 1,04	750 – 10000
	Компрессоры	100 – 15000	2 – 20	500 – 20000

Каждый из этих типов может выполняться в различных конструктивных формах.

Ниже рассмотрим принципиальные конструктивные схемы компрессоров.

### ***Поршневой компрессор: устройство, принцип работы, область применения.***

**Поршневой компрессор** (однопоршневой, с одной ступенью сжатия) приведен на рис. 2.1. При возвратно-поступательном движении поршня осуществляются фазы процесса: расширение, всасывание, сжатие и выталкивание. Способ действия поршневого компрессора, основанный на вытеснении газа поршнем, позволяет строить конструкции с малым диаметром и ходом поршня, развивающие высокое давление при относительно малой подаче.

**Роторный компрессор.** На рис. 2.2 представлен роторный компрессор пластинчатого типа. При вращении массивного ротора 2, в продольных пазах, которого могут свободно перемещаться стальные пластины 3, газ захватывается в межлопастные пространства, переносится от всасывающего патрубка 4 к напорному 5 и вытесняется в трубопровод. Вал роторного компрессора может соединяться с валом приводного двигателя непосредственно, без редуктора. Это обуславливает компактность и малый вес установки в целом.

**Осевой компрессор** схематически изображен на рис. 2.4. Конструкция состоит из массивного ротора с несколькими венцами рабочих лопастей и корпуса, несущего венцы неподвижных направляющих лопастей. Газ всасывается в приемный патрубок и, двигаясь в осевом направлении, сжимается последовательно в лопастных ступенях компрессора. Через напорный патрубок вытесняется в трубопровод, ведущий к потребителям. Привод осевых компрессоров – от электродвигателей, паровых и газовых турбин.

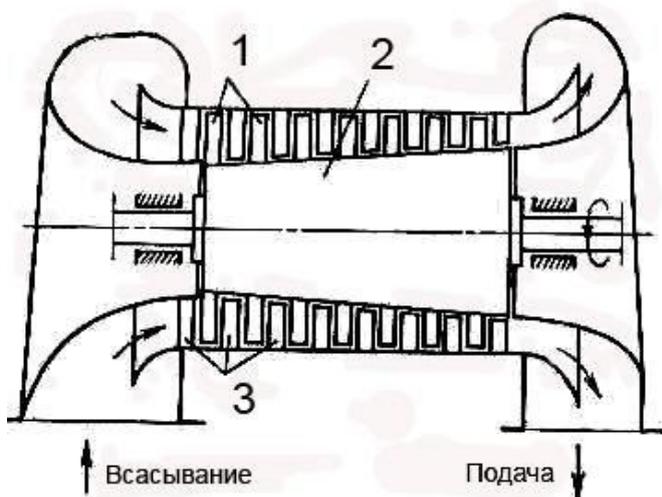


Рис. 2.4. Схема осевого компрессора (многоступенчатого)

1 – рабочие лопатки; 2 – ротор компрессора; 3 – направляющие лопатки.

### ***Центробежный компрессор, его конструкция, принцип действия.***

На рис. 2.3 показано устройство центробежного компрессора. Действует он аналогично центробежному насосу.

Вал центробежного компрессора соединяется с валом приводного двигателя (электродвигатель, паровая или газовая турбина) или непосредственно, или через механическую передачу, повышающую частоту вращения вала компрессора. Последним достигается уменьшение размеров компрессора, снижается его масса и стоимость.

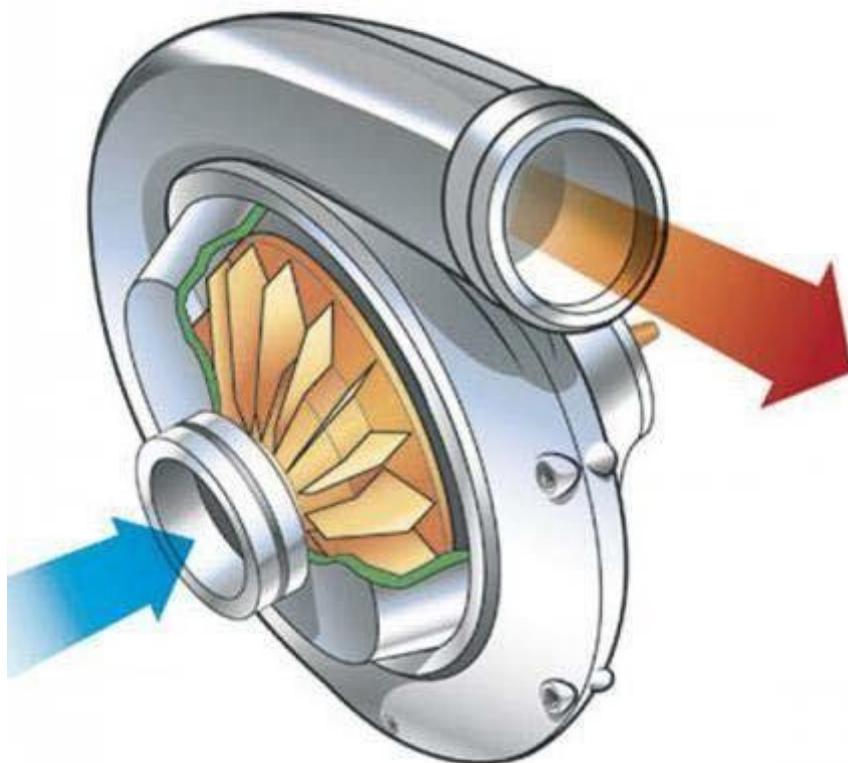
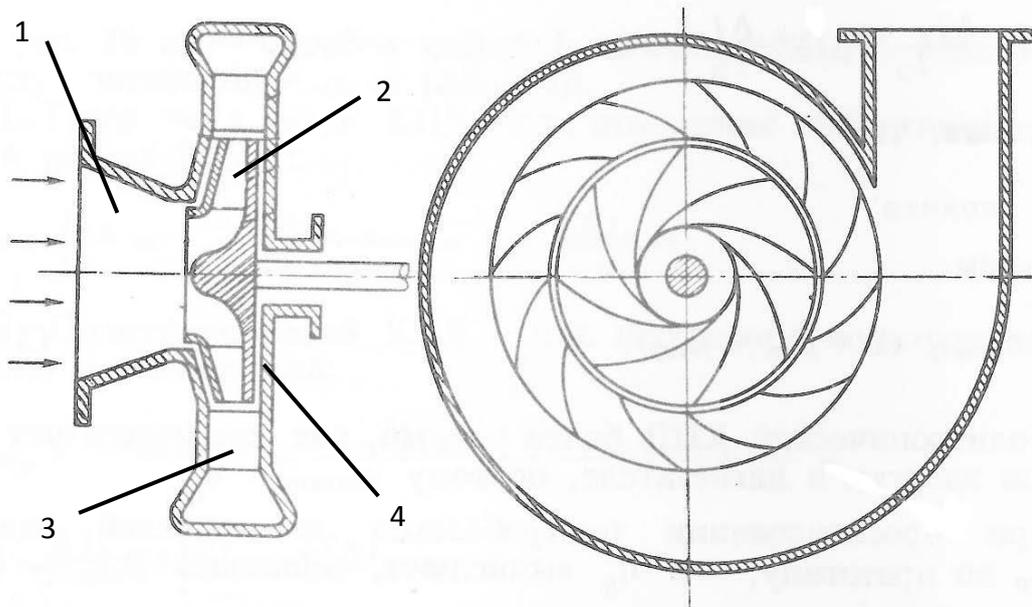


Рис. 2.3. Одноступенчатый центробежный компрессор.

**Центробежным компрессором** называется лопаточная машина, в которой происходит преобразование подводимой механической работы в энергию давления, при этом сжатие осуществляется за счет действия центробежных сил инерции на массы рабочего тела, увлекаемые во вращательное движение совместно с рабочим колесом компрессора.

Центробежные компрессоры, применяемые для компримирования природного газа, называются центробежными нагнетателями.

Центробежный компрессор состоит из следующих элементов: подвода 1, рабочего колеса 2, отвода 3 и корпуса 4 (рисунок 1).



1-подвод (входное устройство); 2-рабочее колесо; 3-отвод (лопаточный диффузор); 4-корпус.

Рисунок 1. Схема устройства центробежного компрессора.

**Подводом** называется часть проточной полости центробежного компрессора, предназначенная для создания равномерного осесимметричного потока рабочего тела на входе в рабочее колесо. При осесимметричном входе вектор абсолютной скорости потока направлен по оси симметрии компрессора. Под абсолютной скоростью понимается скорость потока, измеренная в неподвижной относительно центробежного компрессора системе координат, одна из осей которой совпадает с осью симметрии машины.

Подвод в центробежных компрессорах изготавливают в форме сужающегося канала (конфузора). Конфузорный эффект позволяет увеличить скорость движения рабочего тела во входном устройстве (до 70...90 м/сек) за счет снижения давления, т.е. потенциальная энергия переходит в кинетическую. Вследствие наличия газодинамического трения потока о стенки канала в конфузоре возникают потери энергии, составляющие примерно 5 %.

В некоторых случаях вход газа в рабочее колесо может выполняться с предварительной закруткой потока.

**Рабочее колесо** представляет собой диск с торцевыми радиальными лопатками, образующими расширяющиеся межлопаточные каналы.

В центробежном колесе рабочее тело движется по линии наименьшего сопротивления. Гладкая вращающаяся поверхность входного участка рабочего колеса не оказывает сопротивления по потоку, поэтому рабочее

рабо  
оси  
раз  
в рад  
по кр  
взаи  
совер  
коле  
обра  
цент  
цент  
кана  
кине  
коле  
прои

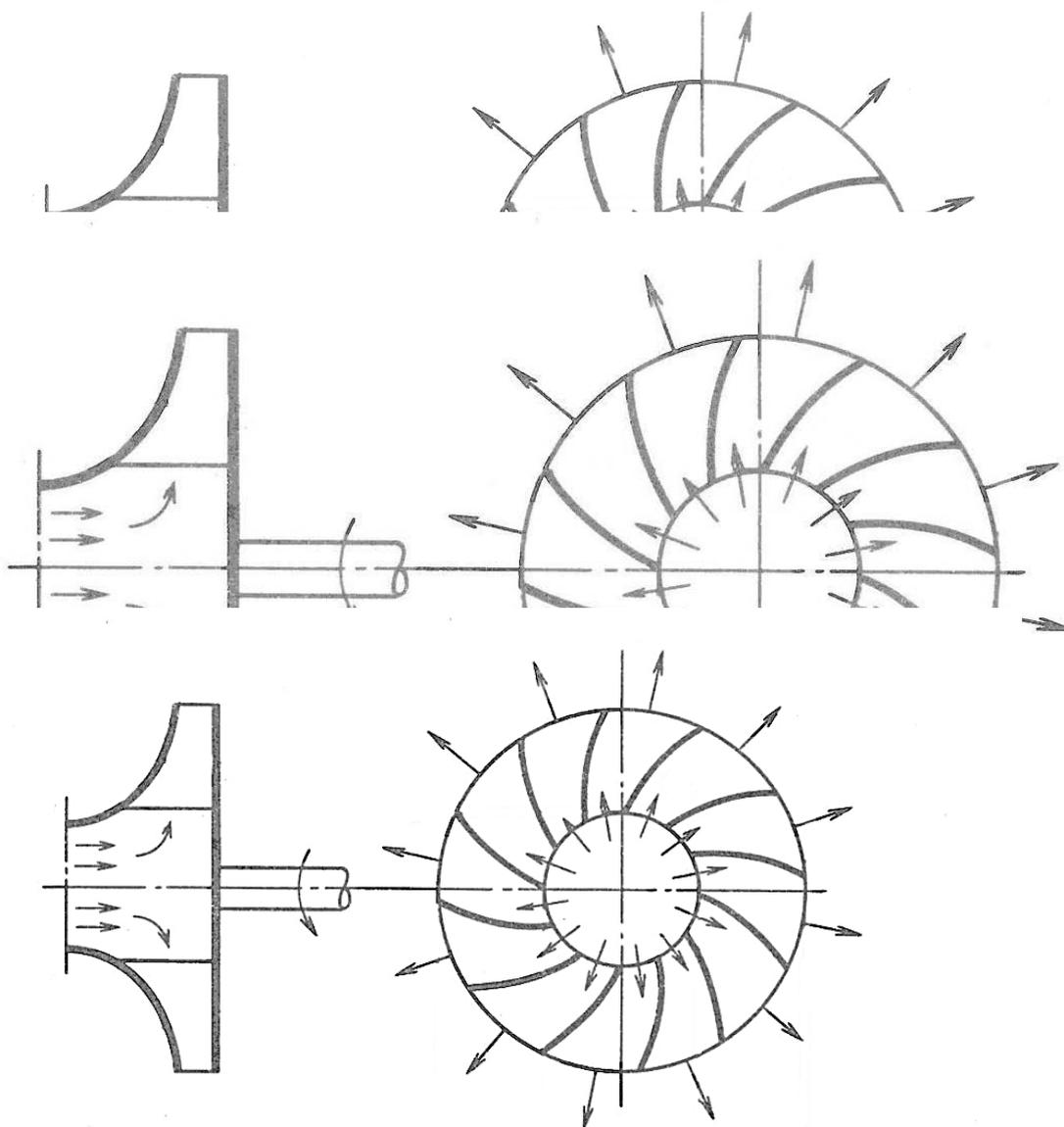
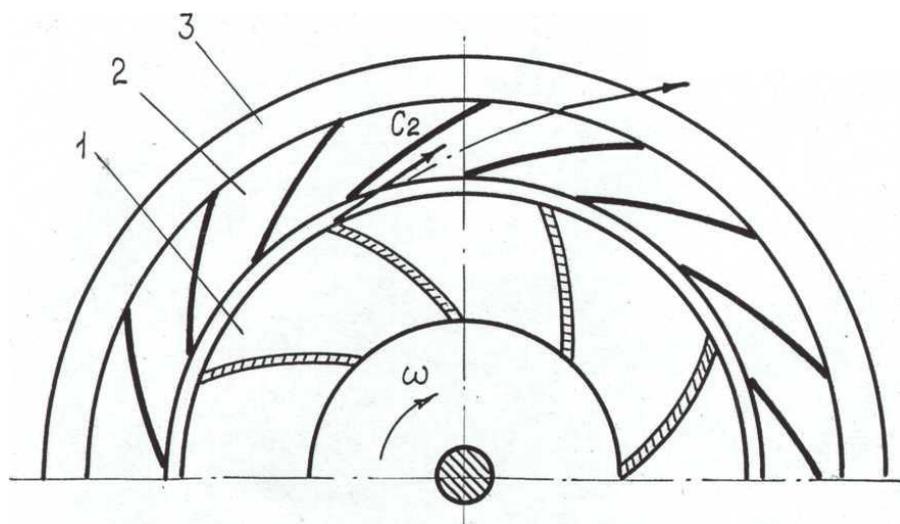


Рисунок 2. Схема течения рабочего тела в центробежном колесе.

**Отводом** (диффузором) называется часть проточной полости центробежного компрессора, в которой кинетическая энергия потока (динамическое давление) преобразуется в потенциальную энергию (статическое давление). Он устанавливается непосредственно за рабочим колесом. Наибольшее распространение в центробежных лопаточных машинах получил лопаточный отвод (лопаточный диффузор) с кольцевой полостью (рисунок 3).



1 – рабочее колесо; 2 - лопаточный отвод (диффузор); 3 - кольцевая полость

Рисунок 3. Схема лопаточного отвода с кольцевой полостью.

Лопаточный диффузор 2 представляет собой диффузорный канал с профилированными лопатками. В лопаточном диффузоре происходит поворот потока рабочего тела, уменьшение скорости его движения и повышение давления. Кольцевая полость 3 представляет собой безлопаточный диффузор, в котором происходит дальнейшее снижение скорости потока вследствие увеличения проходной площади из-за роста радиуса. Кроме того, в безлопаточном диффузоре происходит выравнивание скоростей потока после рабочего колеса. Таким образом, в лопаточном диффузоре с кольцевой полостью происходит дополнительное повышение статического давления.

**Вывод:** в центробежном компрессоре статическое давление повышается как в рабочем колесе, так и в лопаточном отводе (лопаточном диффузоре). Кроме того, повышение давления происходит в нагнетательной улитке центробежного компрессора, но ее вклад по сравнению с рабочим колесом и диффузором не велик в силу низких скоростей движения рабочего тела в улитке (практически улитка является разновидностью безлопаточного диффузора).

Отношение работы по повышению давлению в рабочем колесе к общей работе по повышению давлению в ступени центробежного компрессора характеризует параметр - *степень реактивности*

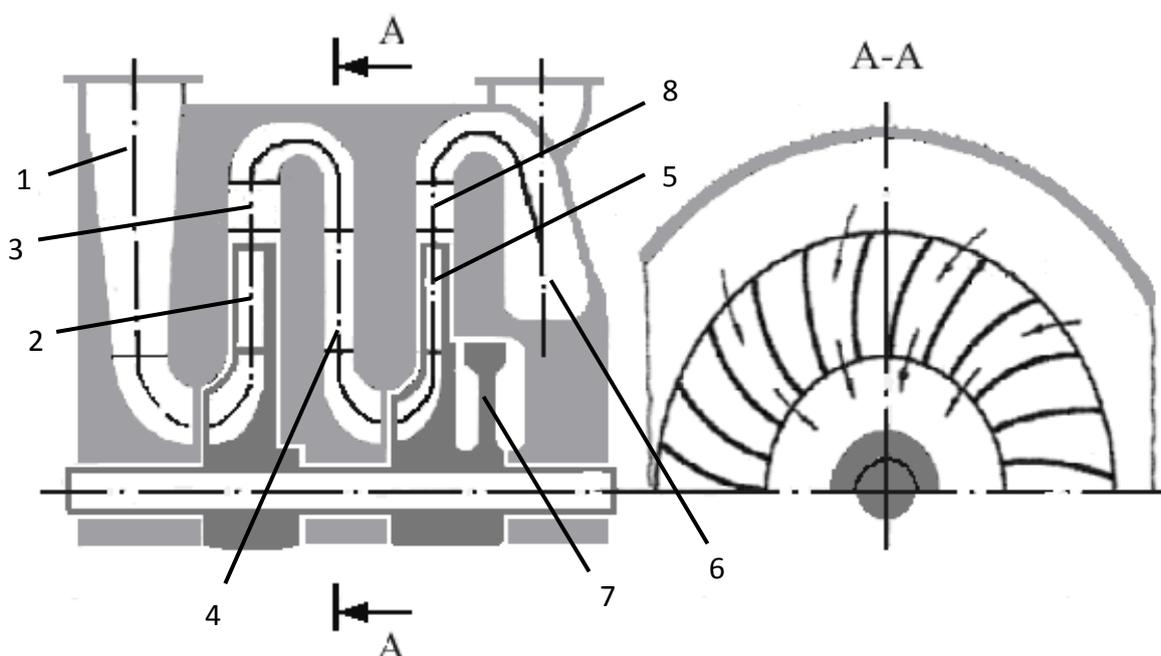
$$\theta = l_{p.k.} / l_{cm}$$

В современных конструкциях применяют центробежные компрессоры и нагнетатели со степенью реактивности  $\theta = 0,6 \dots 0,7$ , т.е. основное повышение давления происходит в рабочем колесе (реактивные центробежные машины).

**Корпус.** Ротор центробежного компрессора устанавливается в корпусе на двух опорах (консольно или двухопорно). Передняя опора ротора обычно представляет собой опорный подшипник скольжения, воспринимающий радиальные нагрузки. Задняя опора ротора, как правило, представляет собой опорно-упорный подшипник скольжения, который, кроме радиальных нагрузок воспринимает осевую нагрузку. Последняя возникает в результате разных по значению и направлению давлений, действующих на внешние поверхности рабочего колеса (составляющая от разности давлений) и в результате взаимодействия потока рабочего тела с рабочим колесом при повороте его на  $90^\circ$  (инерционная составляющая).

В одной ступени центробежного компрессора можно получить степень повышения давления  $\pi^*_{ст} = 1,2 \div 1,35$  (для природного газа) и  $\pi^*_{ст} \leq 1,6$  (для воздуха). При необходимости получения больших значений степени повышения давления центробежные компрессоры выполняют многоступенчатыми (двух- и реже трех- и четырехступенчатыми). На магистральных газопроводах в составе газоперекачивающих агрегатов применяются двухступенчатые центробежные нагнетатели газа, обеспечивающие общую степень повышения давления  $\pi_k^* = 1,35 \dots 1,45$ .

**В двухступенчатом центробежном компрессоре** (см. рисунок 4) для подвода газа ко второй ступени служит обратный направляющий аппарат 4.



1-входное устройство (подвод); 2,5 – рабочие колеса 1-й и 2-й ступеней; 3,8 – диффузоры; 4 – обратный направляющий аппарат; 6 – улитка выходного устройства; 7 – разгрузочный диск.

Рисунок 4. Схема двухступенчатого центробежного компрессора.

После выхода газа из диффузора 3 первой ступени поток газа поворачивается к центру и по неподвижным криволинейным каналам обратного направляющего аппарата 4 при мало изменяющейся скорости поступает к рабочему колесу второй ступени. Лопатки обратного направляющего аппарата на выходе из него имеют радиальное или близкое к радиальному направление с тем, чтобы обеспечить осевой осесимметричный подвод газа к следующему рабочему колесу (без закручивания потока).

В рабочем колесе второй ступени сечение проточной части выполняется уже, чем у первой. Это необходимо из-за уменьшения объема газа вследствие его сжатия в первой ступени. Практически сужение проходного сечения достигается уменьшением ширины выходного канала рабочего колеса при сохранении его наружного и внутреннего диаметров постоянными.

За последней ступенью устанавливается улитка 6, служащая для направленного движения потока газа к нагнетающему трубопроводу. В улитке происходит выравнивание скоростей, замедление движения потока и увеличение давления.

***Рабочий процесс в ступени центробежного компрессора.***

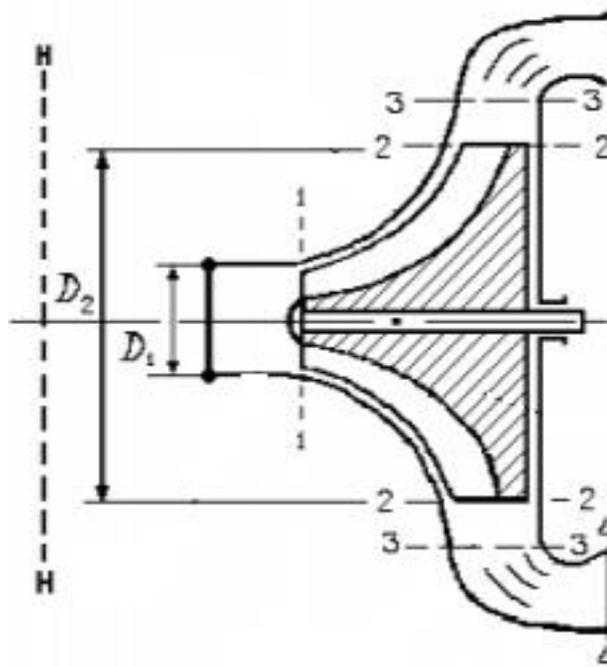


Рисунок 5. Характерные сечения ступени центробежного компрессора.

Для более подробного пояснения принципа действия ступени центробежного компрессора рассмотрим движение газа в его элементах.

Обозначим характерные сечения ступени центробежного компрессора (см. рисунок 5).

Н—Н — сечение на входе в центробежную машину. Параметры газа в этом сечении: давление  $P_H$ , температура  $T_H$  и скорость  $C_H$  ;

1—1 — сечение на входе в рабочее колесо. Параметры газа в этом сечении: давление  $P_1$ , температура  $T_1$  и скорость  $C_1$ ;

2—2 — выход из рабочего колеса. Параметры газа в этом сечении: давление  $P_2$ , температура  $T_2$  и скорость  $C_2$ ;

3—3 — выход из диффузора. Параметры газа в этом сечении: давление  $P_3$ , температура  $T_3$  и скорость  $C_3$ ;

4—4 — сечение на выходе из компрессора. Параметры газа в этом сечении: давление  $P_4$ , температура  $T_4$  и скорость  $C_4$ .

Рассмотрим процесс течения газа вдоль цилиндрической поверхности А-А (см. рисунок 6).

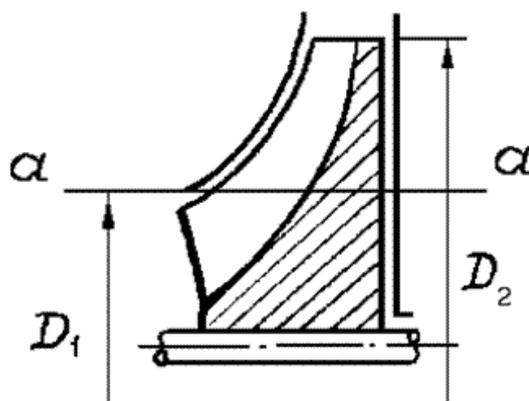


Рисунок 6. Схема ступени центробежного компрессора

Для этого разрежем ступень центробежного компрессора цилиндрической поверхностью диаметром  $D_1$ , ось которой совпадает с осью колеса. Развернув эту поверхность на плоскость, получим плоскостное сечение.

Плоскостное сечение рабочего колеса представлено на рисунке 7. Колесо вращается с угловой скоростью  $\omega$  (радиан /сек) :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} ,$$

где  $n$  — число оборотов колеса,  $\text{мин}^{-1}$

и окружной скоростью  $U$  (м / сек) на диаметре  $D_1$ :

$$U = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} .$$

Газ поступает на вход в рабочее колесо с абсолютной скоростью  $C_1$ . Струйки газа подхватываются лопатками колеса и начинают вращаться вместе с колесом с окружной (переносной) скоростью  $U_1$ . В результате поток движется в межлопаточных каналах колеса со скоростью  $W_1$  называемой относительной скоростью и равной геометрической разности абсолютной  $C_1$  и окружной  $U_1$  скоростей:

$$W_1 = C_1 - U_1 .$$

Относительной скоростью  $W_1$  называют скорость потока газа, измеренную в неподвижной относительно межлопаточного канала системе координат, одна из осей которой совпадает с направлением движения потока.

В соответствии с данным уравнением по правилу сложения векторов строится параллелограмм скоростей на входе газа в рабочее колесо (см. рисунок 8). В теории лопаточных машин вместо параллелограмма скоростей принято использовать треугольник скоростей (см. рисунок 7, 8).

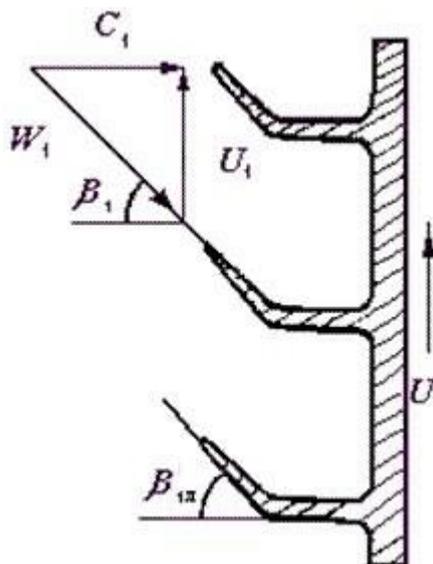


Рисунок 7. Плоскостное сечение рабочего колеса центробежного компрессора.

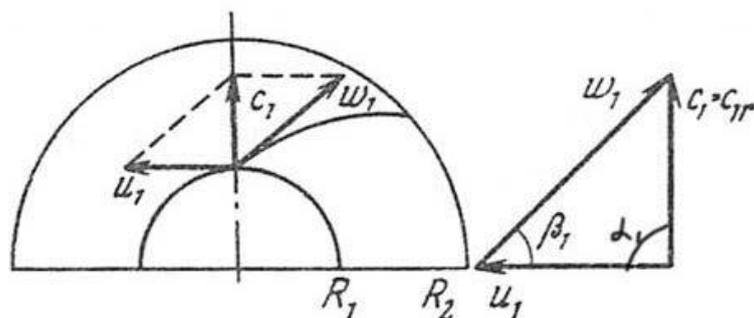


Рисунок 8. Параллелограмм и треугольник скоростей при радиальном (безударном) входе газа в рабочее колесо.

С целью обеспечения безударного входа потока в рабочее колесо необходимо, чтобы вектор относительной скорости  $W_1$  совпадал с направлением передних кромок лопаток рабочего колеса, т. е. должно соблюдаться равенство:

$$\beta_1 = \beta_{1л}$$

где  $\beta_1$  – угол между вектором окружной скорости  $U_1$  и вектором относительной скорости  $W_1$ ;

$\beta_{1л}$  – конструкторский угол установки лопаток на диске на входе в рабочее колесо.

Разница между углами  $\beta_1$  и  $\beta_{1л}$  называется углом атаки  $i$ .

$$i = \beta_1 - \beta_{1л}$$

На расчетном режиме  $i \approx 0$ .

Угол  $\alpha$  между вектором окружной скорости  $U_1$  и вектором абсолютной скорости  $C_1$  называется расчетный (рабочий угол). При осесимметричном входе газа в ступень

$$\alpha_1 = 90^\circ.$$

При отклонении от расчетного режима работы центробежного компрессора угол  $\beta_1$  изменяется (см. рисунок 9). Увеличение или уменьшение расхода газа через ступень приводит к соответствующему изменению абсолютной скорости  $C_1$ , а окружная скорость  $U_1$  сохраняется неизменной (угол сохраняется  $\alpha_1=90^\circ$ , так как поток в рабочее колесо входит осесимметрично). Следовательно, вектор относительной скорости  $W_1$

изменяется по величине и направлению, изменяется угол  $\beta_1$ . При этом угол атаки  $i$  может принять как отрицательное значение (недогруженный режим при угле  $\beta_1''$ ), так и положительное значение (перегруженный режим при угле  $\beta_1'$ ).

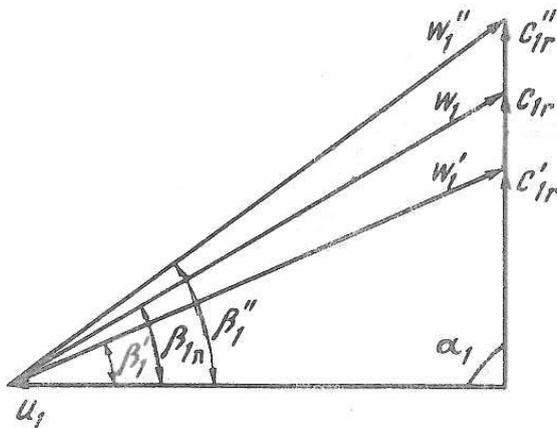


Рисунок 9. Изменение треугольника скоростей на входе газа в рабочее колеса при отклонении от расчетного режима работы

При движении в межлопаточном канале рабочего колеса струйки газа под действием центробежных сил стремятся сохранить радиальное движение вдоль канала. Кроме того, струйки газа подвергаются силовому воздействию от лопаток рабочего колеса, вращающегося с окружной скоростью  $U$ . В результате на выходе из канала струйки газа покидают рабочее колесо с абсолютной скоростью  $C_2$ , которая складывается из окружной (переносной) скорости  $U_2$ , направленной по касательной к окружности колеса, и относительной скорости  $W_2$ , отклоненной от радиального направления (на угол  $90 - \beta_2$ ) из-за неравномерности распределения давлений и скоростей внутри канала (см. рисунок 10).

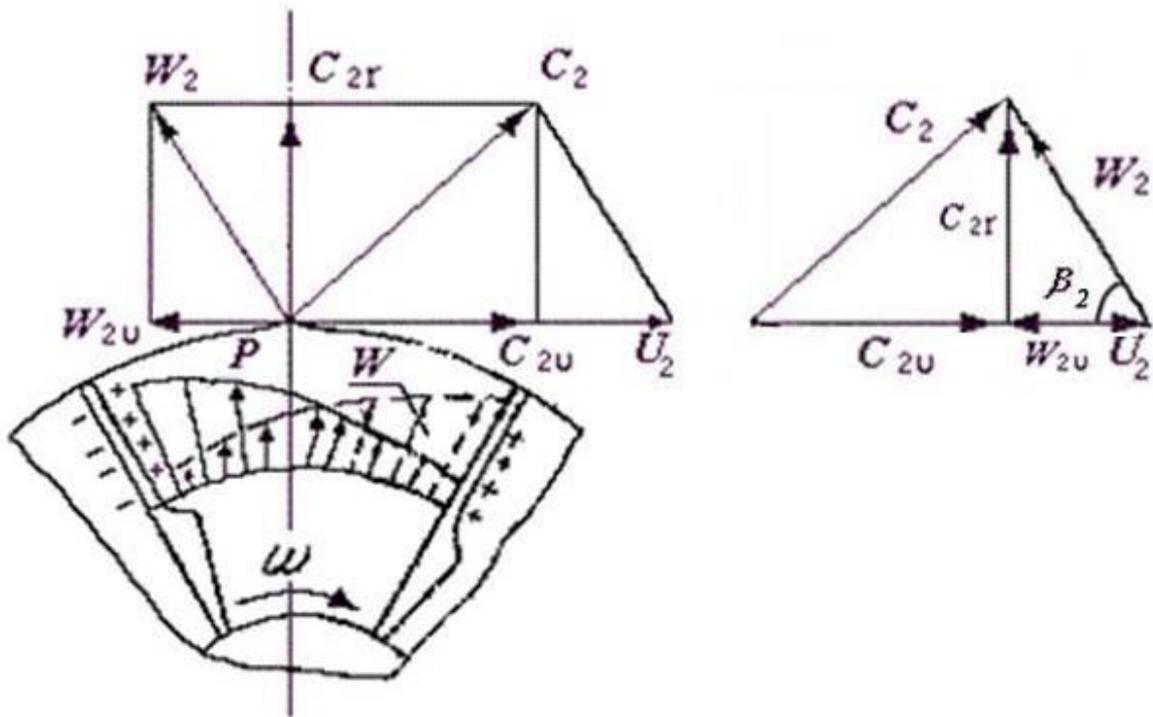


Рисунок 10. Параллелограмм и треугольник скоростей на выходе газа из рабочего колеса и эпюры распределения давлений  $P$  и относительной скорости  $W$  в межлопаточном канале.

Эпюры распределения давлений  $P$  и относительной скорости  $W$  в межлопаточном канале приведены на рисунке 10. На стороне лопатки, направленной в сторону вращения, давление больше (знак «+»), чем на противоположной стороне (знак «—»). Там, где больше давление, меньше скорость и наоборот.

В результате неравномерности распределения скоростей в межлопаточном канале струйка газа как бы перемещается против вращения рабочего колеса (проскальзывает относительно диска) со скоростью  $W_{2U}$  (окружная составляющая относительной скорости  $W_2$ ). Величина  $W_{2U}$  зависит от числа лопаток  $Z_K$  на рабочем колесе. Скорость  $W_{2U}$  тем меньше, чем больше число лопаток  $Z_K$  (при увеличении количества лопаток снижается неравномерность распределения давлений и скоростей внутри канала). Угол между вектором окружной скорости  $U_2$  и вектором относительной скорости  $W_2$  равен  $\beta_2$ .

Согласно законам газовой динамики, при течении газа в длинных каналах происходит упорядочение потока. Поэтому в межлопаточном канале

рабочего колеса на некотором расстоянии от входа поток начинает течь параллельно стенкам канала, т.е. на выходе из рабочего колеса угол  $\beta_2$  будет равен конструкторскому углу установки лопаток  $\beta_{2л}$  (в том числе и при отклонении от расчетного режима работы).

Из параллелограмма и треугольника скоростей (см. рисунок 9) видно, что окружная составляющая абсолютной скорости  $C_{2U}$  определяется как геометрическая разность окружной (переносной) скорости  $U_2$  и окружной составляющей относительной скорости  $W_{2U}$  :

$$C_{2U} = U_2 - W_{2U}$$

Скорость  $C_{2U}$  характеризует величину закрутки, полученной потоком в рабочем колесе, а радиальная составляющая абсолютной скорости  $C_{2r}$  определяет величину расхода газа через рабочее колесо. Выгодно, чтобы при заданных окружной скорости  $U_2$  и абсолютной скорости  $C_2$ , величина  $C_{2r}$ , была как можно большей. Максимальная величина  $C_{2r}$  будет при бесконечно большом числе лопаток  $Z_K$ , так как при этом не будет отклонения относительной скорости от радиального направления, т. е.

$$W_{2U} = 0,$$

$$\text{а } C_{2U} = U_2.$$

В реальных условиях применять такое рабочее колесо невозможно, так как в этом случае межлопаточные каналы будут очень узкие, и вследствие вязкости газа, в них будет значительное газодинамическое трение и потери энергии. Поэтому на практике используют центробежные нагнетатели с конечным числом лопаток  $Z_K = 18 \dots 40$ .

Оптимальное конечное количества лопаток может быть произведено по формуле:

$$Z_K = \beta_{2л} / 3 + (3 \dots 5),$$

где  $\beta_{2л}$  – конструкторский угол установки лопаток на диске на выходе из рабочего колеса.

Величина закрутки потока газа на выходе из рабочего колеса оценивается коэффициентом закрутки (циркуляции)  $\mu$ , равном:

$$\mu = \frac{C_{2U}}{U_2}$$

При  $Z_k \rightarrow \infty$  значение коэффициента  $\mu = 1$ .

У существующих центробежных компрессоров и нагнетателей при числе лопаток на рабочем колесе  $Z_k = 18 \dots 40$  коэффициент закрутки составляет  $\mu = 0,9 \dots 0,95$ .

При отклонении от расчетного режима работы изменяется величина радиальной составляющей абсолютной скорости  $C_{2r}$  и величина окружной (переносной) скорости  $U_2$ . Соответственно, изменяется направление и величина вектора абсолютной скорости  $C_2$ . Треугольник скоростей на выходе газа из рабочего колеса представлен на рисунке 11.

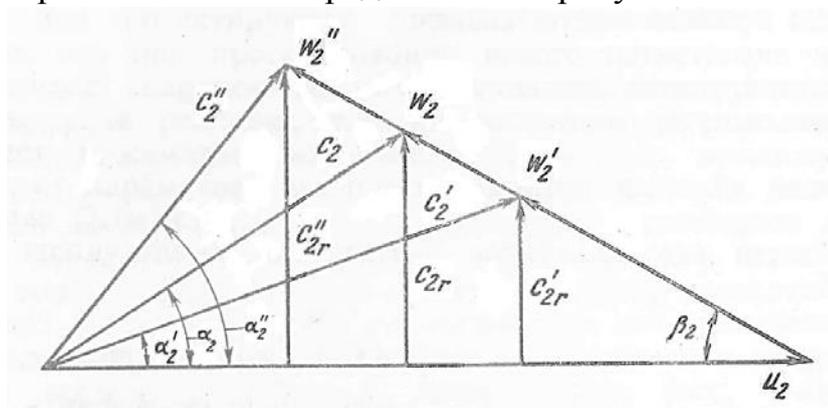


Рисунок 11. Изменение треугольника скоростей на выходе газа из рабочего колеса при отклонении от расчетного режима работы

В результате поток из рабочего колеса (вектор абсолютной скорости  $C_2$ ) входит в диффузорную систему (лопаточный и безлопаточный диффузоры) под нерасчетным рабочим углом  $\alpha_2'$  или  $\alpha_2''$ . На входе в лопаточный диффузор образуются ударные течения газа, что вызывает потери энергии.

Как отмечалось ранее, в диффузорной системе происходит снижение скорости и повышение статического давления. Снижение абсолютной скорости в диффузоре определяется отношением входной и выходной площадей:

$$\frac{C_2}{C_3} = \left( \frac{D_3}{D_2} \right)^2$$

где  $C_2$  и  $C_3$  — скорости на входе и выходе из диффузора;

$F_2$  и  $F_3$  — площади на входе и выходе из диффузора.

При постоянной по радиусу ширине щели отношение площадей равно отношению диаметров:

В безлопаточном диффузоре отношение диаметров на выходе и входе обычно составляет:

$$\frac{C_3}{C_2} = \left( \frac{F_2}{F_3} \right),$$

В лопаточном диффузоре отношение диаметров на выходе и входе обычно составляет:

$$\left( \frac{D_3}{D_2} \right) = 1,65 \dots 2.$$

***Нагнетатели природного газа: неполнонапорные (одноступенчатые) и полнонапорные (двухступенчатые), их характеристики.  
Конструктивные особенности центробежных нагнетателей газа (для самостоятельного изучения).***

## Лекция №8

### Тема 2.2 Нерасчетные режимы работы центробежного нагнетателя газа.

#### *Неустойчивая работа центробежного компрессора: помпаж и вращающийся срыв, их причины и последствия.*

При рассмотрении рабочего процесса в центробежном компрессоре мы применяли рассечение рабочей ступени цилиндрической поверхностью диаметром  $D_1$  (ось цилиндрической поверхности совпадает с осью рабочего колеса – см. рисунок 2).

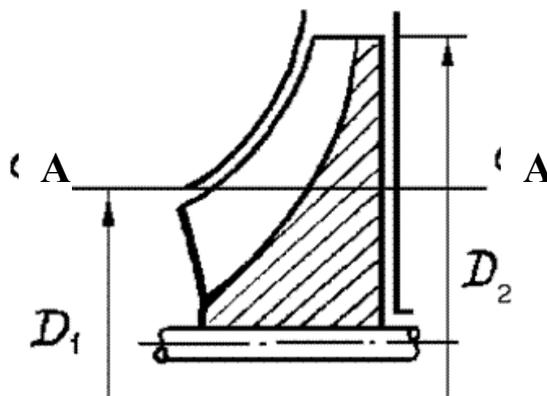


Рисунок 2. Сечение рабочего колеса центробежного компрессора цилиндрической поверхностью А-А.

*(Слайд №4)*

Развернув эту поверхность на плоскость, мы получили плоскостное сечение рабочего колеса (рисунок 3).

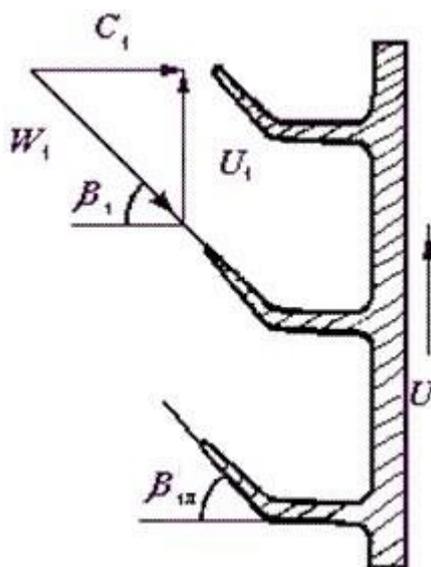


Рисунок 3. Плоскостное сечение рабочего колеса центробежного компрессора.

Движение потока газа характеризуется следующими параметрами:

- абсолютной скоростью  $C_1$ , с которой газ поступает на вход в рабочее колесо из входного устройства;
- окружной (переносной) скоростью  $U_1$ , с которой струйки газа вращаются вместе с рабочим колесом;
- относительной скоростью  $W_1$ , с которой поток газа движется относительно межлопаточного канала.

(Скорость  $W_1$  равна геометрической разности абсолютной  $C_1$  и окружной  $U_1$  скоростей  $W_1 = C_1 - U_1$ . По правилу сложения векторов строится треугольник скоростей на входе в рабочее колесо (см. рисунок 3)).

- Угол между вектором окружной скорости  $U_1$  и вектором относительной скорости  $W_1$  обозначается  $\beta_1$ .
- Конструкторский угол установки рабочих лопаток на диске на входе в рабочее колесо обозначается  $\beta_{1л}$ .

Разница между углами  $\beta_1$  и  $\beta_{1л}$  называется углом атаки  $\alpha = \beta_1 - \beta_{1л}$

Рабочая ступень центробежного компрессора профилируется исходя из определенного (расчетного) режима работы, который характеризуется расчетной частотой вращения ротора, степенью повышения давления в ступени и соответствующим расходом газа через ступень. На расчетном режиме обеспечивается устойчивая работа компрессора с максимальными значениями коэффициента полезного действия и степени повышения давления.

Поток на ходе в ступень имеет осесимметричное течение (вектор абсолютной скоростью  $C_1$  совпадает с осью рабочего колеса), при этом газ входит в межлопаточные каналы рабочего колеса безударно, так как вектор относительной скорости  $W_1$  совпадает с направлением передних кромок лопаток рабочего колеса ( $\beta_1 = \beta_{1л}$ ). Угол атаки потока во всех сечениях соответствует расчетному значению ( $\alpha \approx 0$ ).

**Вывод:** проточная часть центробежного компрессора проектируется для наиболее эффективного (расчетного) режима работы, которому соответствуют вполне определенные скорости потока газа (относительная скорость  $W_1$ , окружная скорость  $U_1$ , абсолютная скорость  $C_1$ , расчетный треугольник скоростей).

В процессе эксплуатации центробежный компрессор (нагнетатель газа) может работать на различных режимах и при различных условиях, которые не всегда соответствуют расчетным. При работе центробежного компрессора на нерасчетных режимах параметры потока (скорости, давление, температура) в сечениях проточной части по сравнению с расчетными изменяются. Проходные сечения, подобранные для расчетного режима, в этом случае не будут соответствовать новым значениям параметров потока и в проточной части центробежного компрессора (нагнетателя) возникает срыв потока с образованием зоны завихрения. В результате эффективность работы центробежного компрессора резко снижается. Такой режим работы называется неустойчивым.

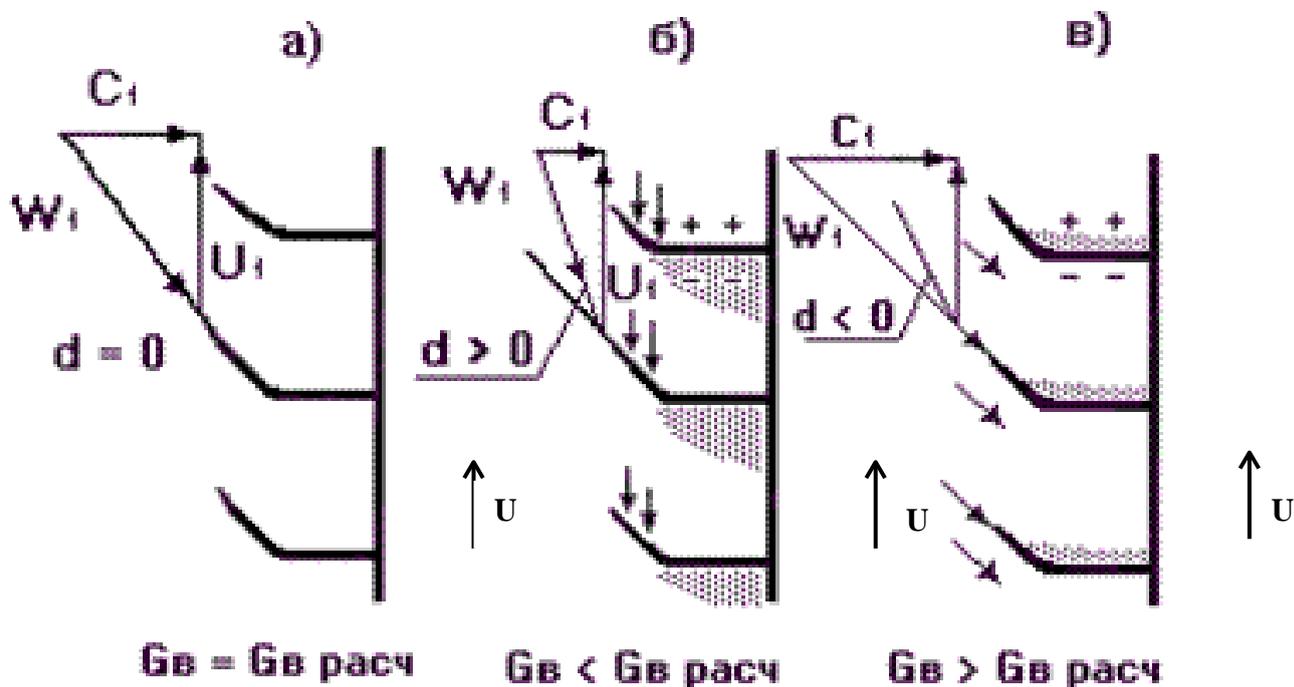
(Слайд №5)

Рассмотрим течение газа в проточной части центробежного компрессора на режимах работы, отличающихся от расчетного (см. рисунок 4).

Расход газа через ступень центробежного компрессора прямо пропорционален осевой составляющей абсолютной скорости потока  $C_1$ . Поэтому уменьшение или увеличение расхода газа  $G_v$  рассматривается как уменьшение или увеличение абсолютной скорости  $C_1$ .

При уменьшении расхода газа от расчетного ( $G_v < G_{v,расч.}$ ) угол атаки  $\alpha$  увеличивается (см. рисунок 4б). Возникают удары с вогнутой стороны (корытца) и срывы потока с выпуклой стороны (спинки) лопатки. Вихревая зона из-за пониженного давления на спинке лопатки распространяется по межлопаточному каналу, проникая вглубь и занимая все большую область. Это еще больше снижает расход воздуха и усугубляет данное явление. Наступает неустойчивая работа центробежного компрессора.

При увеличении расхода газа от расчетного ( $G_v > G_{v,расч.}$ ) угол атаки  $\alpha$  уменьшается (см. рисунок 4в). Возникают удары со стороны спинки лопатки, а со стороны корытца - срывы потока. Вихревая зона из-за повышенного давления на корытце прижимается к профилю лопатки и вглубь канала не распространяется. Гидравлические удары в лопатку и появление вихревой зоны увеличивает потери энергии, расходуемой на сжатие, что ведет к уменьшению степени повышения давления  $\pi_k$ . Однако неустойчивой работы компрессора не наблюдается.



а) – расчетный режим; б) – расход газа меньше расчетного; в) – расход газа больше расчетного.

Рисунок 4. Характер обтекания лопаток РК ступени центробежного компрессора при изменении расхода газа.

**Вывод:** к неустойчивой работе центробежного компрессора приводит снижение расхода газа относительно расчетного значения и возникающие при этом срывы потока со спинки лопатки.

*(Слайд №6)*

Неустойчивая работа центробежного компрессора (как и осевого компрессора) может проявляться в двух формах: помпаж или вращающийся срыв.

**Вращающийся срыв** возникает при обтекании потоком рабочих лопаток с положительными углами атаки, что как мы выяснили, связано с уменьшением расхода газа через центробежный компрессор. При достижении углом атаки критического значения происходит отрыв потока со спинок лопаток. При этом происходит снижение эффективной площади проходного сечения межлопаточных каналов, из-за чего происходит торможение потока и дальнейшее снижение расхода по проточной части компрессора.

При двух- или трехступенчатой схеме центробежного компрессора углы атаки возрастают во всех ступенях и срыв потока происходит на лопатках рабочих колес всех ступеней.

Лопатки, попавшие в зону срыва, сжимают газ неэффективно, давление за ними понижается, и через зону срыва происходит выброс ранее сжатого газа навстречу потоку. При этом зона срыва будет распространяться по направлению движения потока по проточной части, так как часть газа успевает выйти из нагнетательной улитки в трубопроводную обвязку.

В ограниченном пространстве кольцевой проточной части центробежного компрессора появление срывного режима течения на отдельных лопатках приводит к образованию дискретных срывных зон, которые вращаются в том же направлении, что и рабочее колесо, но с меньшей угловой скоростью. Поэтому данная форма неустойчивой работы и получила название вращающийся срыв. Возникновение вращающегося срыва приводит к падению напора ступеней центробежного компрессора, пульсациям давления и расхода газа высокой частоты и малой амплитуды, вследствие чего возникают значительные вибрационные напряжения.

При определенном сочетании объемов проточной части центробежного компрессора и присоединенных к нему активных элементов (нагнетательной улитки, трубопроводной обвязки) может наблюдаться другая форма неустойчивой работы, которую называют помпажом.

**Помпаж** - продольные автоколебания потока, возникающие в результате потери динамической устойчивости течения потока в автоколебательной системой с активными элементами, от которых при колебаниях к потоку может подводиться или отводиться энергия. Помпаж может происходить с различными частотами, соответствующими разным формам колебаний. В отличие от вращающегося срыва при помпаже возникают колебания давления и расхода воздуха низкой частоты и большой амплитуды (частота составляет 0,5 – 2,0 Гц в зависимости от

аккумулирующих характеристик присоединенных активных элементов; обычно частота колебаний близка к собственной частоте колебаний массы газа, заключенной в проточной части центробежного компрессора и присоединенных к нему активных элементов). Вследствие инерционных свойств газа возникающие автоколебания могут периодически изменять режим работы центробежного компрессора с нормального на неустойчивый и обратно.

Возникновение помпажа сопровождается шумовым эффектом (в виде хлопков или гула низкого тона) и сильной вибрацией всех элементов конструкции, что приводит к возникновению больших динамических нагрузок во всех элементах конструкции двигателя, а также быстрым ростом температуры газа.

*(Слайд №7)*

**Вывод:** помпажные явления в центробежном нагнетателе газа сопровождаются несколькими явлениями, делающими работу нагнетателя неэффективной и опасной:

- Возникновение обратных потоков газа из выходного трубопровода в нагнетатель и через него во входной трубопровод (отрицательный расход газа);
- Резкая разгрузка приводного двигателя вследствие резкого падения расхода газа. На газотурбинных газоперекачивающих агрегатах это приводит к быстрому росту частоты вращения силовой турбины, что может вызвать серьезную аварию.
- Резкие колебания расхода и давления вызывают значительную вибрацию нагнетателя, что приводит к возникновению значительных нагрузок на опорах, а также в узлах уплотнений вплоть до возможности их разрушения;
- Нерасчётный режим обтекания лопаток приводит к переходу большого количества подводимой энергии в тепло и перегреву транспортируемого газа.

### ***Газодинамические характеристики центробежного нагнетателя газа.***

Обеспечение устойчивой работы - одна из важнейших задач при проектировании и эксплуатации центробежных компрессоров и нагнетателей газа.

При проектировании компрессора путем выбора геометрических характеристик проточной части стремятся обеспечить как можно более широкий диапазон работы по расходу (производительности), но фактически центробежные нагнетатели, используемые для перекачки природного газа на магистральных газопроводах, имеют достаточно ограниченный рабочий диапазон. С другой стороны, вследствие неравномерности газопотребления, а также в результате переключения технологических кранов на магистральных газопроводах расход газа в газопроводе изменятся в широких пределах.

В связи с этим на магистральных газопроводах достаточно часто создаются условия для неустойчивой работы центробежного нагнетателя.

Как было отмечено выше, при уменьшении расхода газа через центробежный нагнетатель относительно расчетного значения его устойчивая работа нарушается. Минимальный расход газа через центробежный нагнетатель, при котором возникает помпажный режим работы, определяется при проведении газодинамических испытаний нагнетателей на заводских стендах. По результатам испытаний строятся так называемые газодинамические характеристики нагнетателя, с помощью которых определяются **параметры режима работы нагнетателя**.

Газодинамической характеристикой центробежного нагнетателя называется зависимость степени повышения давления  $\pi = P_{\text{вых}} / P_{\text{вх}}$ , политропического коэффициента полезного действия  $\eta_{\text{пол}}$  и внутренней мощности  $N_i$  от производительности  $Q$  (подача газа) при различных частотах вращения ротора нагнетателя  $n$ .

Газодинамические характеристики нагнетателей определяются при испытании **на воздухе**.

Каждое испытание производится при заданной частоте вращения ротора нагнетателя  $n = \text{const}$ .

*(Слайд №9)*

Зависимость степени повышения давления  $\pi$  (или перепада давления  $\Delta P$ ) в нагнетателе от расхода газа  $Q$  называется напорной характеристикой.

*(Слайд №10)*

Зависимость изменения внутренней мощности нагнетателя  $N_i$  от расхода газа  $Q$  называется характеристикой мощности.

*(Слайд №11)*

Зависимость политропического КПД нагнетателя  $\eta_{\text{пол}}$  от расхода газа  $Q$  называется характеристикой КПД.

*(Слайд №12)*

График, на котором в своих масштабах при заданной частоте вращения ротора построены три главные характеристики нагнетателя (напорная, мощности и КПД) называется суммарной характеристикой.

Чаще всего результаты испытаний представляют в виде осредненных по экземплярам конкретного типа нагнетателя зависимостей (степени повышения давления, внутренней мощности и политропического К.П.Д. от расхода на входе в нагнетатель) при ряде значений частот вращения ротора.

*(Слайд №13)*

Для возможности использования газодинамических характеристик **для природных газов** различного состава и при различных начальных параметрах их приводят к фиксированным условиям. Такие характеристики называются приведенными.

Приведенные характеристики строятся по экспериментальным данным для заданных физических величин:

- газовой постоянной  $R_{пр} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
- коэффициента сжимаемости  $z_{пр} = 0,91$
- температуры газа  $T_{пр} = 288 \text{ К}$
- частоты вращения на номинальном режиме  $n_{ном}$ .

Приведенные характеристики строятся во всем возможном рабочем диапазоне величин производительности нагнетателя вплоть до границы неустойчивой работы.

*(Слайд №14)*

В настоящее время используется два типа приведенных характеристик нагнетателя.

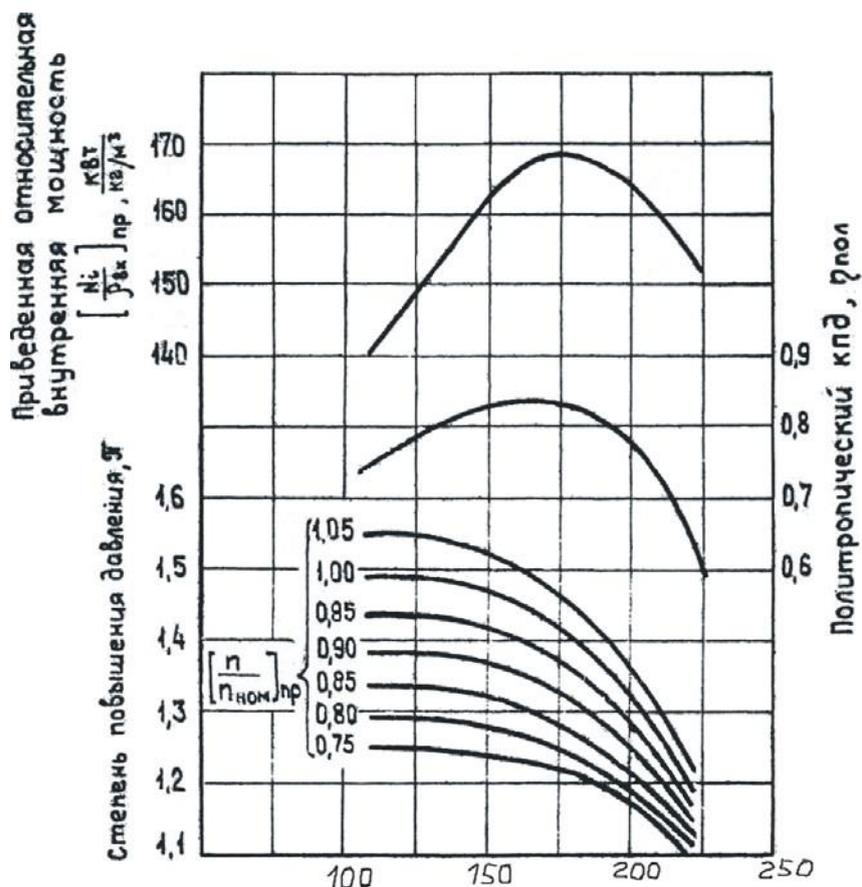
Первый тип характеристик (см. рисунок 5) представляет собой зависимость величин  $\pi$ ,  $\eta_{пол}$ , приведенной относительной внутренней мощности  $\left(\frac{N_i}{\rho_H}\right)_{пр}$  нагнетателя от приведенного объемного расхода газа на

входе в нагнетатель  $Q_{H пр}$  при приведенной относительной частоте вращения ротора  $(n/n_{ном})_{пр}$ :

$$\pi, \eta, \left(\frac{N_i}{\rho_H}\right)_{пр} = f\left[Q_{H пр}, (n/n_{ном})_{пр}\right].$$

L

*(Слайд №15)*



*Приведенная объемная производительность  $Q_{H пр}$ , м³/мин*

Рисунок 5. Приведенные характеристики нагнетателя НЦВ-6,3/76-1,45 первого типа.

*(Слайд №16)*

***Определение удаленности работы нагнетателя от границы помпажа (неустойчивой работы) по приведенным характеристикам нагнетателей.***

При определении удаленности режима работы известны: величина частоты вращения ротора  $n$ , давление  $P_H$  и температура  $T_H$  газа на входе в нагнетатель, газовая постоянная  $R$  (для транспортируемого газа), объемная производительности по условиям входа  $Q_H$ .

Расчет производится следующим образом:

1. Рассчитывается приведенная объёмная производительность (расход газа на входе в нагнетатель)

$$Q_{H пр} = Q_H \cdot \frac{n}{n_{ном}}$$

2. Рассчитывается приведенная относительная частота вращения ротора

$$\left( \frac{n}{n_{ном}} \right)_{пр} = \frac{n}{n_{ном}} \cdot \sqrt{\frac{Z_{H пр} \cdot R_{пр} \cdot T_{H пр}}{Z_H \cdot R \cdot T_H}}$$

*(Слайд №17)*

Коэффициент сжимаемости  $z$  - величина переменная, зависящая от давления, температуры и величины относительной плотности газа по воздуху  $\Delta$ .

(Примечание: Коэффициент сжимаемости учитывает отличие свойств реальных газов (природного газа) от свойств идеального газа (воздуха)).

Наиболее просто величину  $z$  определить по известным  $P_H$  и  $T_H$  транспортируемого газа, используя номограмму (см. рисунок б).

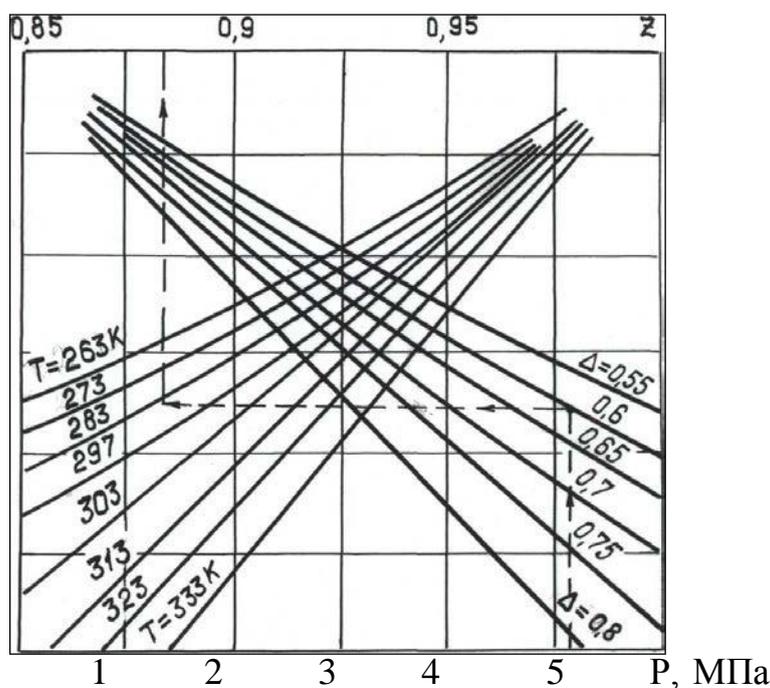


Рисунок б. Номограмма расчета  $z$  в зависимости от  $P$ ,  $\Delta$ ,  $T$

*(Слайд №18)*

Величина газовой постоянной природного газа определяется по газовой постоянной воздуха  $R_B$  и относительной плотности газа по воздуху  $\Delta$ :

$$R = \frac{R_B}{\Delta} = \frac{288,4}{\Delta}$$

3. Оценка удаленности режима работы нагнетателя от границы помпажа производится по условию:

$$Q_{H пр} / Q_{H пр}^{min} \geq 1,1,$$

где  $Q_{H np}^{\min}$  - минимальное значение приведенной объемной  
производительности,

Значение  $Q_{H\text{ пр}}^{\text{min}}$  берется по приведенной характеристике первого типа для рассчитанной приведенной относительной частоты вращения ротора  $(n/n_{\text{ном}})_{\text{пр}}$ .

(Примечание: так как работа нагнетателя непосредственно в критической точке, находящейся на границе помпажа недопустима, установлен 10 %-ый запас по помпажу).

(Слайд №19)

**Граница помпажа** - линия на приведенной характеристике центробежного компрессора, соединяющая точки на линиях рабочих режимов, соответствующие срыву потока при различных частотах вращения.

Точки пересечения линий рабочих режимов и границы помпажа называются критическими.



**Приведенная объемная производительность  $Q_{H\text{ пр}}$**

Рисунок 7. Общий вид приведенной характеристики нагнетателя первого типа с нанесенной границей помпажа.

С использованием характеристик первого типа можно определить не только удаленность режима работы нагнетателя от границы помпажа, но и другие режимные параметры (политропный КПД, приведенную внутреннюю мощность, степень повышения давления).

## Лекция №9

### Тема 2.3 Система антипомпажного регулирования центробежного нагнетателя газа.

#### *Методы предупреждения нерасчетных режимов центробежных нагнетателей газа на магистральных газопроводах.*

##### *(Слайд №24)*

Для предупреждения нерасчетных режимов работы центробежных нагнетателей газа на магистральных газопроводах применяют следующие методы:

1. Управление режимом работы магистрального газопровода (управление магистральными кранами);
2. Управление расходом газа через центробежный нагнетатель с помощью специальной системы антипомпажного регулирования (АПР) и защиты.
3. Изменение режима работы центробежного нагнетателя (частоты вращения приводного двигателя газоперекачивающего агрегата)
4. Применение в центробежных нагнетателях сменной проточной части.

Рассмотрим подробнее устройство и принцип работы системы антипомпажного регулирования центробежного нагнетателя.

##### *(Слайд №25)*

Управление расходом газа через центробежный нагнетатель осуществляется с помощью исполнительных устройств (байпасного крана, регулирующего клапана), управление которыми осуществляется специальной системой антипомпажного регулирования и защиты. Исполнительные устройства производят перепуск части газа с выхода нагнетателя на его вход (на всасывание). Этим обеспечивается устойчивая работа центробежного нагнетателя при неблагоприятной характеристике по расходу газа в сети (магистральном газопроводе).

##### *(Слайд №26)*

При открытии байпасного крана (регулирующего клапана) нагнетатель подает газ как в сеть (в магистральный газопровод), так и в линию всасывания (перепуск газа на вход).

При этом расход газа через нагнетатель увеличивается и рабочая точка на газодинамической характеристике нагнетателя перемещается вправо и удаляется от границы помпажа (см. рисунок 9).

Примечание: рабочая точка - точка равенства расхода газа в центробежном компрессоре и в газодинамической сети.



по расходу или давлению газа может оказаться, что режим работы нагнетателя сместится к границе помпажа. Система антипомпажного регулирования в этом случае полностью открывает байпасный кран, что приведет к резкому увеличению нагрузки на ГПА. Когда производительность нагнетателей стабилизируется, система регулирования снова закрывает байпасный кран. Такой процесс будет происходить циклически или непрерывно, «раскачивая» систему «нагнетатель + трубопроводная обвязка» ГПА и создавая в ней ударные нагрузки.

Более предпочтительным является создание систем антипомпажного регулирования с использованием регулирующего клапана, что предполагает приоткрытие проходного сечения клапана на некоторую величину, обеспечивающую необходимый расход газа через нагнетатель и соответственно необходимую удаленность рабочей точки от границы помпажа. Создание таких систем антипомпажного регулирования стало возможно с появлением антипомпажных клапанов с аналоговым управлением, способных точно и быстро открываться на заданную величину.

Параметры регулирующего клапана определяются разработчиком с учетом следующих критериев:

- пропускная способность клапана должна обеспечивать предотвращение помпажа при любых возможных условиях эксплуатации;
- быстродействие клапана должно быть адекватным скорости действующих возмущений;
- предпочтительная характеристика клапанов линейная или равнопроцентная;
- клапан должен устанавливаться как можно ближе к нагнетательному фланцу центробежного нагнетателя, чтобы объем трубопроводной обвязки перед клапаном был минимальным (снизить инерционность системы);

***Устройство и принцип работы системы антипомпажного регулирования центробежного нагнетателя с использованием регулирующего клапана.***

*(Слайд №28)*

Управление регулирующим клапаном осуществляется специальной системой антипомпажного регулирования, включающей в себя антипомпажный клапан с силовым приводом и регулятор (см. рисунок 10).

В качестве силового привода для антипомпажных клапанов на магистральных газопроводах применяется пневматический привод (высокое быстродействие, большие мощности, доступная пневматическая энергия), но для его надежной работы требуется газ или воздух с высокой степенью очистки и осушки.

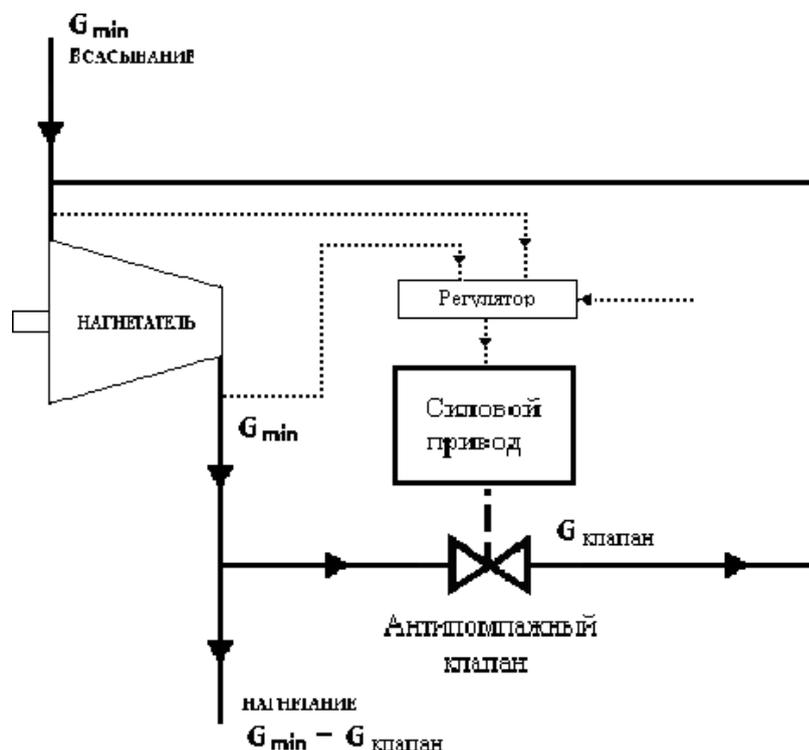


Рисунок 10. Структурная схема системы антипомпажного регулирования центробежного нагнетателя.

(Слайд №29)

Поскольку работа центробежного нагнетателя непосредственно в критической точке, находящейся на границе помпажа, недопустима из-за опасности попадания нагнетателя в помпажный режим при малейшем снижении расхода газа, то в системах антипомпажного регулирования в качестве критерия для срабатывания системы и открытия антипомпажного клапана используется степень приближения рабочей точки не к границе помпажа, а к так называемой линии безопасных режимов работы, которая имеет 5...10 %-ый запас по помпажу.

(Слайд №30)

Для определения границы помпажа и установления линии безопасных режимов работы в системах АПР применяются следующие методы:

1. параметрические методы;
2. признаковые методы.

(Слайд №31)

В основном, центробежные нагнетатели оснащаются системами антипомпажной защиты на основе параметрических методов. Принцип действия таких систем основан на том, что у центробежного нагнетателя на газодинамических характеристиках в координатах *расход по условиям всасывания-степень повышения давления* при некоторой постоянной

скорости вращения существует единственная точка, соответствующая началу помпажа (как было рассмотрено выше).

Для определения приближения к этой точке (границе помпажа) используется измерение расхода газа через нагнетатель. Измерение расхода газа производится с помощью сужающего устройства (определение расхода газа по перепаду на конфузоре). Наилучшим местом установки сужающего устройства является линия всасывания, но его установка на всасывании приводит к увеличению потерь во входном устройстве, что значительно снижает общий К.П.Д. нагнетателя. Поэтому сужающее устройство устанавливают в линии нагнетания с пересчетом расхода на условия всасывания. Требования к длинам прямых участков при монтаже сужающего устройства, как правило, не соблюдаются, поэтому измерение расхода производится с повышенной погрешностью (погрешность измерения расхода в зоне помпажа может достигать 5%).

Основными недостатками параметрических систем антипомпажной защиты являются:

- в систему зачастую закладываются характеристики не соответствующие реальным параметрам работы;
- процессы во времени протекают быстро, поэтому необходимо предусматривать запас по устойчивости на время реакции системы, что уменьшает эффективность использования нагнетателя;
- неверное определение уставки приводит или к недостаточному запасу устойчивости, или к еще большему уменьшению эффективности использования нагнетателя.

Перспективным направлением является создание систем АПР на основе признаков методов распознавания границы помпажа. Данные методы основаны на обнаружении особенностей течения потока газа в проточной части нагнетателя, возникающие при нерасчетных режимах. Для этого в проточную часть устанавливают специальные датчики.

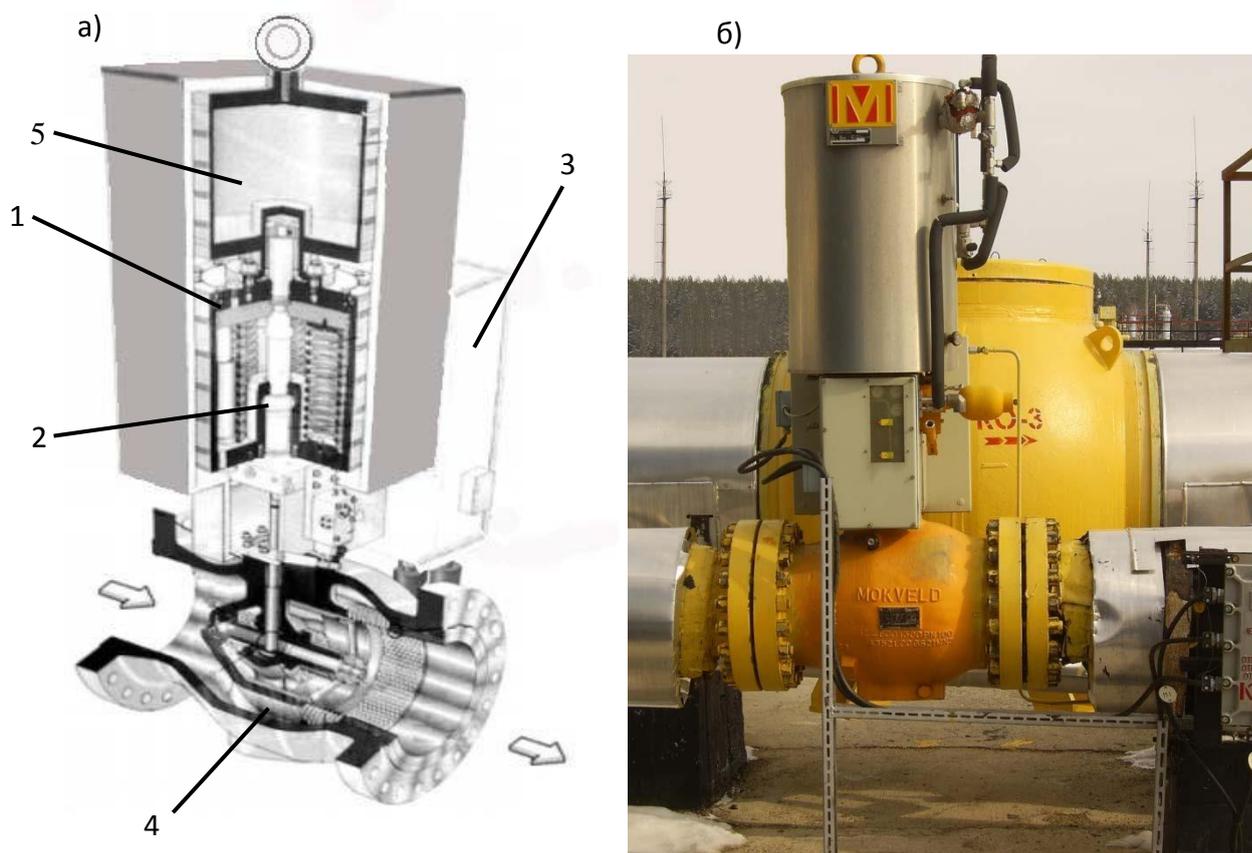
Опытное применение признаков способов обнаружения помпажа началось с середины прошлого века. Несмотря на множество патентов они не получили широкого распространения и применяются как дополнительная мера защиты совместно с параметрическими методами.

Так, долгое время определение момента начала вращающегося срыва при использовании аналоговых средств не представлялось возможным так, как уровень полезного сигнала соизмерим с уровнем шумов, к которым еще добавляются внешние помехи. В настоящее время, в связи с развитием средств измерения и микропроцессорных контроллеров созданы все предпосылки для создания признаков систем распознавания границы помпажа.

### **Конструкция антипомпажного клапана.**

Наибольшее распространение в ОАО «Газпром» получили системы антипомпажного регулирования, в которых в качестве исполнительного органа применяется запорно-регулирующий клапан с аналоговым управлением фирмы «Mokveld Valves». Конструкция основана на принципе осевого течения потока. Осевой поток формируется в прямолинейном симметричном проточном контуре между внутренним и наружным корпусами клапана. Такая конструкция обеспечивает наибольшую пропускную способность по сравнению с регулирующими клапанами другого типа, исключает вихревые течения и изменения направления течения потока газа, что уменьшает потери, вибрацию, уровень шума и эрозионный износ элементов конструкции.

Клапан фирмы «Mokveld Valves» состоит из следующих узлов: узла клапана, силового пневмопривода клапана, приборной части (комплекта приборов), обеспечивающей работу клапана в автоматическом режиме и гидравлической системы дублирующего ручного управления клапаном (см. рисунок 11).



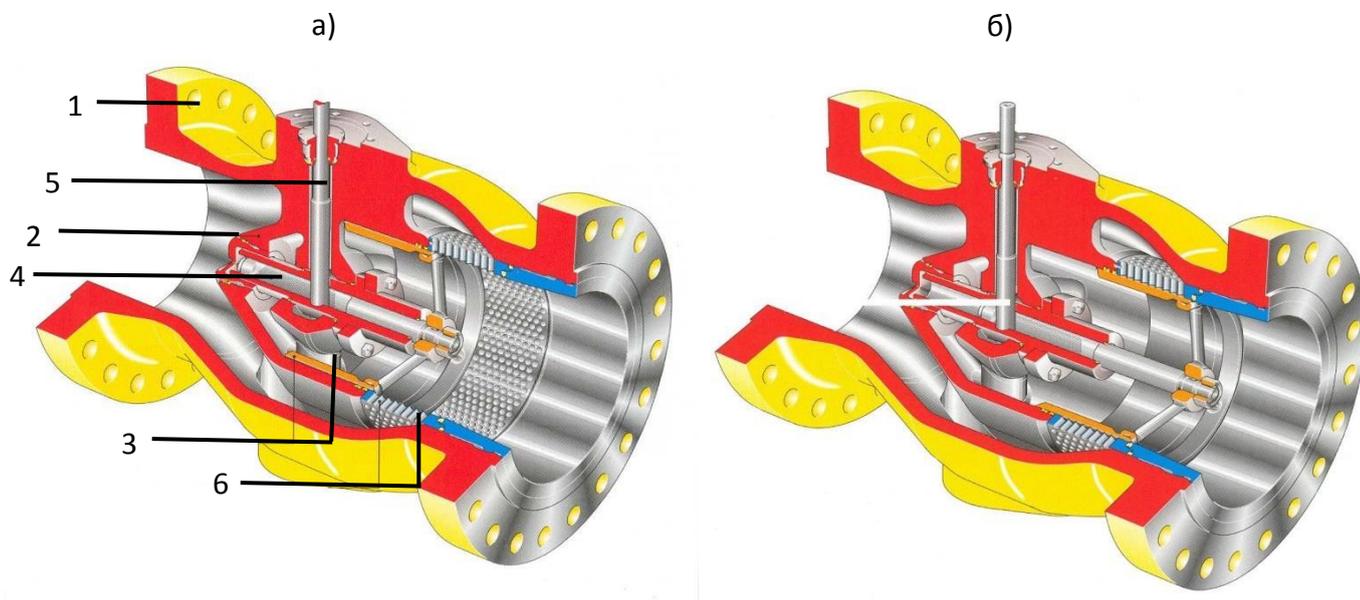
1 – силовой пневмоцилиндр; 2- силовой гидроцилиндр; 3- приборный шкаф;  
4 – узел клапана; 5 - ресивер.

а) – основные узлы клапана; б) – внешний вид клапана для надземной установки.

Рисунок 11. Антипомпажный клапан фирмы «Mokveld Valves».

*(Слайд №33)*

**Узел клапана** представляет собой устройство поршневого типа (см. рисунок 12). Основными элементами узла клапана являются: наружный и внутренний корпус, поршень со штоком, шток клапана и сепаратор с выполненными в нем радиальными отверстиями.



1- наружный корпус, 2 - внутренний корпус, 3 - поршень, 4 - шток поршня,  
5 - шток (шпindel) клапана, 6 – сепаратор.

а) – клапан в открытом положении; б) – клапан в закрытом положении.

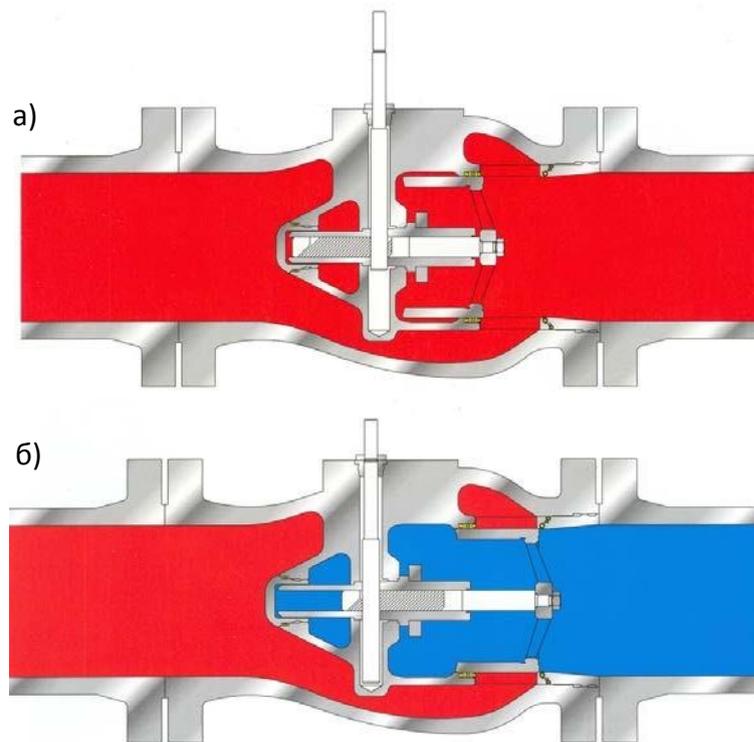
Рисунок 12. Узел клапана.

*(Слайд №34)*

Поршень поступательно перемещается в сепараторе вдоль оси клапана (см. рисунок 13). При своем движении поршень изменяет площадь проходного сечения отверстий сепаратора. Соответствующим выбором конструкционных материалов поршня и сепаратора предотвращается их быстрый эрозионный износ и обеспечивается длительная надежная работа клапана даже после продолжительного периода эксплуатации в режиме высокой степени дросселирования.

Поршень клапана уравнивается по давлению. Это обеспечивается за счет свободного прохода рабочей среды под поршень и во внутренний корпус, что создает равнодействующие усилия на подвижные части клапана. Такая конструкция позволяет даже для клапанов большого размера при большом действующем перепаде давлений прикладывать незначительное усилие для его привода, а также обеспечивает высокую скорость срабатывания клапана.

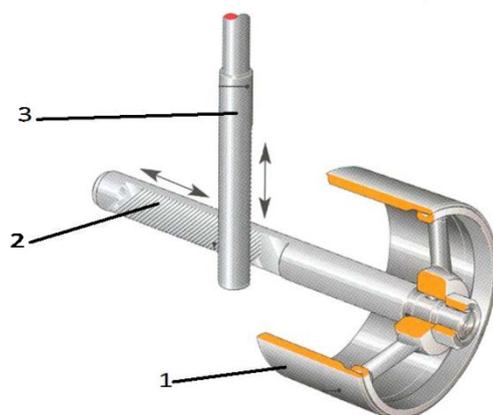
Полное перекрытие потока осуществляется передней кромкой поршня.



а) – клапан в открытом положении; б) – клапан в закрытом положении.  
 Рисунок 13. Воздействие давления рабочей среды на элементы конструкции клапана.

*(Слайд №35)*

Перемещение поршня осуществляется при помощи зубчатой реечной передачи, состоящей из размещенных под углом  $90^{\circ}$  взаимоскользящих зубчатых реек с наклонными зубьями, выполненными на штоках поршня и шпинделя (см. рисунок 14). Зубчатая передача защищена от воздействия рабочей среды двойными уплотнениями, установленными на штоках. Полость, в которой работает зубчатая передача, заполнена консистентной смазкой.



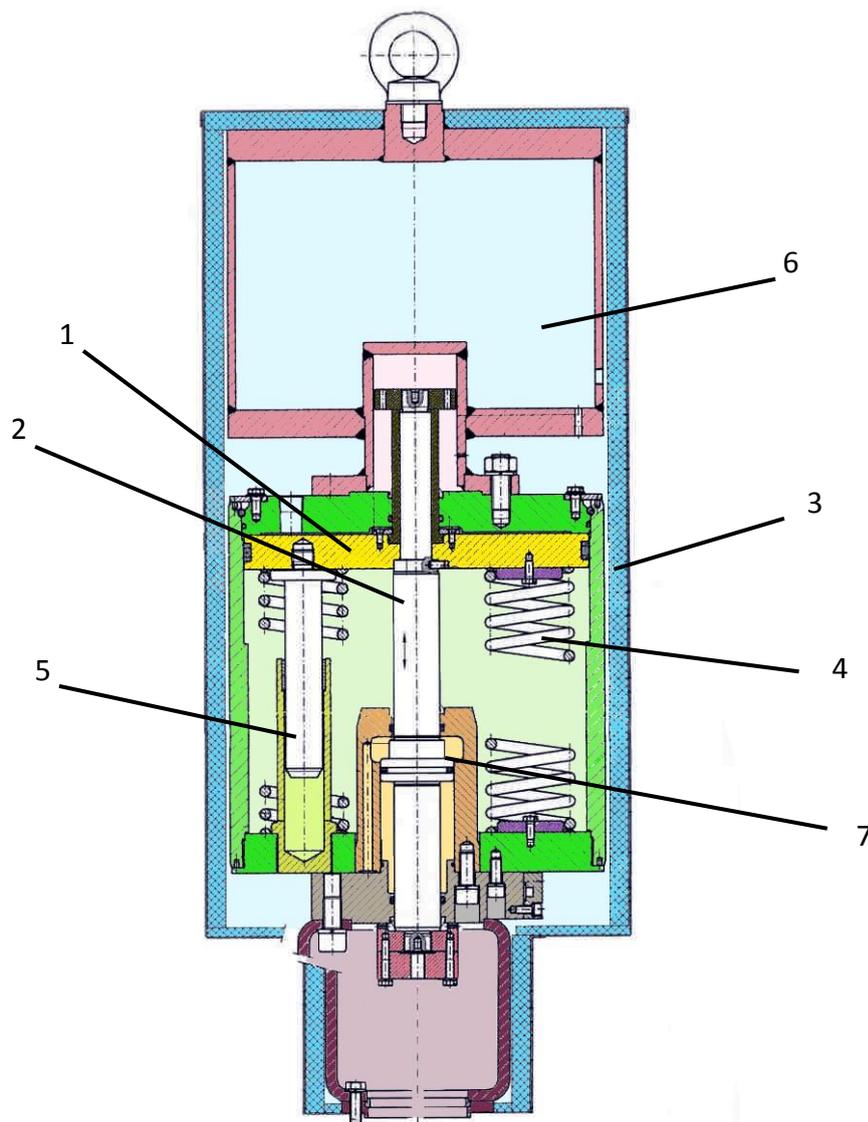
1 – поршень, 2 – шток поршня, 3 – шпиндель клапана.

Рисунок 14. Узел реечной передачи

(Слайд №36)

**Привод клапана** нормально открытый, осуществляется при помощи силового пневмоцилиндра одностороннего действия, который устанавливается непосредственно на фланце корпуса узла клапана (см. рисунок 15). В клапанах, предназначенных для подземной установки, пневмопривод монтируется на удлинителе.

Шпindelь узла клапана соединяется со штоком пневмопривода соединительной муфтой, которая расположена в нижней части пневмопривода. При подаче давления в полость над поршнем штока пневмопривода через соединительную муфту передает поступательное движение на шпindelь и далее посредством зубчатой реечной передачи на поршень узла клапана. Возвратное поступательное движение обеспечивается силой упругости пружин.



1 – силовой поршень, 2 – шток силового поршня, 3 – корпус привода, 4 – пружины, 5 – ограничительный упор, 6 – ресивер, 7 – силовой гидроцилиндр.

Рисунок 15. Подпружиненный пневмопривод одностороннего действия.

*(Слайд №37)*

### ***Система управления антипомпажным клапаном.***

Управление направлением и скоростью движения антипомпажного клапана осуществляет пневматическая система (см. рисунок 16), Входным сигналом для пневматической системы управления являются электрические импульсы, поступающие от системы управления газоперекачивающим агрегатом. Рабочим телом в системе управления является природный газ. Газ очищается от механических примесей в фильтре высокого давления Ф1 и поступает в редуктор высокого давления РД1, где осуществляется понижение давления (до величины 0,6...1,2 МПа). Из редуктора газ поступает в ресивер РС.

Из ресивера газ поступает в трех направлениях:

- на предохранительный клапан ПК. Предохранительный клапан предназначен для защиты ресивера от повышения в нем давления в случае отказа редуктора РД1.
- на редукторы среднего и низкого давления РД2 и РД3 с фильтрами Ф2 и Ф3. Редуктор РД1 понижает давление (до 0,4...0,8 МПа) и подает его в качестве рабочего на позиционер ПЗ. Редуктор РД2 понижает давление (до 0,14 МПа) и подает его на электропневмопреобразователь ЭПП. В электропневмопреобразователь поступает командный электрический сигнал от антипомпажного регулятора газоперекачивающего агрегата. В зависимости от величины командного электрического сигнала электропневмопреобразователь формирует пневматический импульс, поступающий в качестве управляющего сигнала в позиционер. Позиционер, в зависимости от поступающего в него управляющего сигнала от электропневмопреобразователя и информации о фактическом положении регулирующего клапана обеспечивает формирование низкорасходного управляющего пневматического сигнала, поступающего в бустер БУ. Положение регулирующего клапана непрерывно отслеживается позиционером с помощью рычажного элемента обратной связи.
- на бустер БУ. Бустер выполняет функцию пневматического усилителя, т.е. преобразует низкорасходный управляющий пневматический сигнал, поступающий в него от позиционера, в высокорасходный выходной пневматический сигнал, поступающий от бустера в пневмопривод ПП.

Для регулирования времени открытия и закрытия клапана подача импульсного газа к пневмоприводу осуществляется через регулируемый дроссель ДР. Контроль крайних положений клапана осуществляется двумя концевыми выключателями ВК1 и ВК2, которые выдают соответствующие сигналы в противопомажный регулятор газоперекачивающего агрегата.

При получении командного электрического сигнала на закрытие срабатывает электропневмопреобразователь и выдает пневматический



Ф1,Ф2,Ф3 – фильтр; РД1,РД2,РД3 – редуктор; РС-ресивер; ПК – предохранительный клапан; БУ – бустер; ПЗ – позиционер; ЭП – электропневмопреобразователь; ДР – регулируемый дроссель; ПП – пневмопривод; ГЦ – силовой гидроцилиндр; ГБ – гидроблок; ВК1,ВК2 – концевой выключатель; К – регулирующий клапан; НЭ1,НЭ2 – нагревательный элемент; КК – клеммная коробка; КБС – клапан быстрого сброса давления.

Рисунок 16. Принципиальная схема пневматической системы управления клапаном

*(Слайд №38)*

В случае неисправности пневмопривода, либо недостаточном давлении газа, возможно ручное управление клапаном при помощи *дублирующей системы гидроуправления*. Гидравлическая система также выполняет функцию гидродемпфера при автоматическом режиме работы пневмопривода.

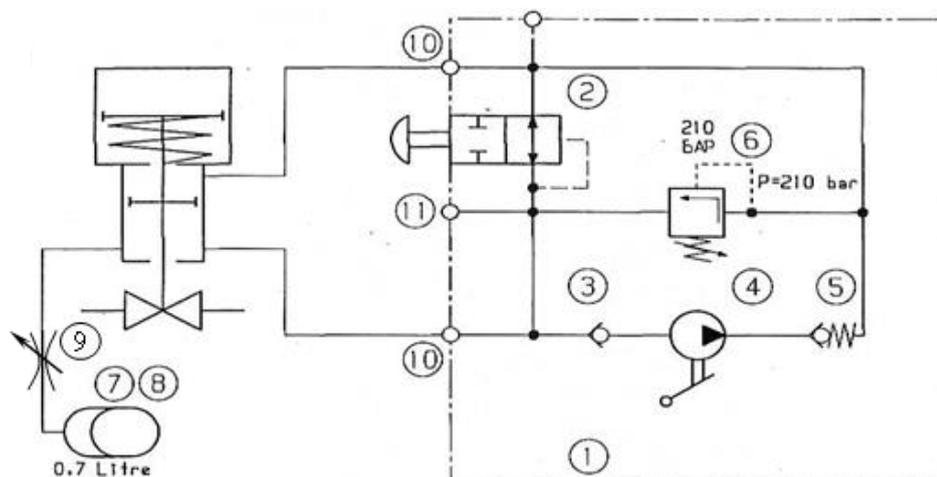
Гидросистема включает в себя силовой гидроцилиндр, размещенный на штоке пневмопривода, и гидравлический блок со встроенным ручным насосом и гидроаккумулятором. Гидравлический блок монтируется на установочной плите корпуса пневмопривода.

В корпусе гидроблока (см. рисунок 17) размещаются: переключатель режимов работы (переключающий золотник) 1, ручной насос 3 с двумя обратными клапанами 2 и 4 и предохранительный клапан 5.

При автоматическом режиме работе пневмопривода переключающий золотник 1 устанавливается в положении открыто и гидрожидкость может свободно перетекать из одной полости силового гидроцилиндра в другую, а гидросистема выполняет роль гидравлического демпфера.

В аварийных ситуациях переключающий золотник 1 устанавливается в положение закрыто. При этом гидрожидкость с помощью ручного насоса перекачивается из полости под поршнем силового гидроцилиндра в полость над поршнем, что приводит к перемещению поршня гидроцилиндра и связанного с ним штока пневмопривода на закрытие клапана. При увеличении давления в линии нагнетания ручного насоса свыше 21 МПа срабатывает предохранительный клапан и перепускает часть гидрожидкости с выхода насоса на вход.

Для перемещения поршня в обратном направлении необходимо вернуть переключающий золотник 1 в положение закрыто. Под действием силы упругости пружин пневмопривода гидрожидкость будет выдавливаться из полости над поршнем силового гидроцилиндра в полость под поршнем, а клапан переместится в положение "открыто".



1 – переключатель режимов работы, 2,4 – обратные клапаны, 3 – ручной гидронасос, 5 - предохранительный клапан, 6 – гидроаккумулятор, 7 – дроссель.

Рисунок 17. Принципиальная схема гидравлической системы клапана (Слайд №39)

Комплект приборов системы управления антипомпажным клапаном размещается в двух приборных шкафах.



Рисунок 18. Приборная часть антипомпажного клапана типа RZD фирмы «Mokveld Valves».

## **Библиографический список источников информации**

1. Корж В.В. Эксплуатация и ремонт оборудования насосных и компрессорных станций: учеб. пособие /В.В. Корж, А.В. Сальников. – Ухта: УГТУ, 2010 - 184 с.
2. Горбушкин Ю.В. Компрессорные станции для получения сжатого воздуха: учеб – методич. пособ. / Ю.В. Горбушкин – Самара: Самар. гос. техн. ун –т, 2009, - 35 с: ил
3. Коршак А. А. Компрессорные станции магистральных газопроводов: учеб. пособие/ А.А. Коршак. – Ростов н/Д, Феникс, 2016. – 158 с.