

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МАЙКОПСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра нефтегазового дела и энергетики

**ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ
ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТА ГАЗА**

**Методические указания к практическим занятиям
для обучающихся направления подготовки
21.04.01 «Нефтегазовое дело»**

Майкоп – 2020

УДК 621.6(07)

ББК 33.131

Э 65

Печатается по решению Научно-технического совета Майкопского государственного технологического университета

Рецензент – доктор технических наук, доцент Меретуков З.А.

Составители – канд. техн. наук, доцент Старков Н.Н.

канд. техн. наук, доцент Меретуков М.А.

Энерго- и ресурсосберегающие технологии транспорта газа. Методические указания к практическим занятиям для обучающихся направления подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»– Майкоп: 2020. - стр.

Методические указания составлены в соответствии с учебным планом и рабочей программой дисциплины «Энерго- и ресурсосберегающие технологии транспорта углеводородного сырья» для направления подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело» программа подготовки “Трубопроводный транспорт углеводородов»

Старков Н.Н.
Меретуков М.А.

МГТУ, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ	7
1.1. Законодательная база Российской Федерации и нормативная база ПАО «Газпром» в области энергосбережения	7
1.2. Состояние и тенденции развития газотранспортной системы России	9
1.3. Режимы работы газотранспортной системы страны	16
1.4. Основные направления энергосбережения при магистральном транспорте природного газа	18
1.5. Определение эффективности инвестиций, направленных на внедрение мероприятий по энергосбережению	23
Глава 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ОБЪЕКТОВ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ	28
2.1. Общие требования	28
2.2. Определение мощности, затрачиваемой на транспортирование газа	29
2.3. Теплофизические характеристики природных газов	32
2.4. Пропускная способность и взаимосвязь технологических и энергетических характеристик трубопроводного транспорта газа	38
2.5. Определение температуры и давления природного газа на границах линейных участков газопроводов	43
2.6. Характеристики центробежных нагнетателей	52
2.7. Оценка эффективности режимов работы компрессорных станций и технологических участков магистральных газопроводов	59
Глава 3. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ ГАЗА	65
3.1. Способы повышения эффективности работы магистральных газопроводов	65
3.2. Выбор газоперекачивающих агрегатов	67
3.3. Регулирование режимов работы ГПА в процессе эксплуатации	71
3.3.1. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты (ГТПА)	71
3.3.2. Электроприводные газоперекачивающие агрегаты (ЭГПА)	75
3.4. Регулирование режимов работы систем компримирования при совместной работе газотурбинных и электроприводных ГПА	80
3.5. Выбор оптимальной схемы компримирования природного газа на КС и распределение нагрузки между ГПА в этих системах	81
3.6. Регулирование и оптимизация режимов работы системы охлаждения на компрессорных станциях	83
3.7. Снижение энергозатрат на транспорт природного газа за счёт периодической очистки внутренней полости газопровода	88
Глава 4. ТИПОВЫЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ МАГИСТРАЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА	89
4.1. Назначение, цели и задачи каталога эффективных энергосберегающих технологий	89

4.2. Эффективные технологии, обеспечивающие экономию расхода энергетических ресурсов на собственные технологические нужды в магистральном транспорте газа	97
4.3. Эффективное энергетическое оборудование в транспорте газа	102
ЛИТЕРАТУРА	110

ВВЕДЕНИЕ

Россия располагает значительными запасами энергетических ресурсов и мощным топливно-энергетическим комплексом, который является базой развития экономики страны, инструментом проведения внутренней и внешней политики.

Энергетический сектор обеспечивает жизнедеятельность страны и консолидацию субъектов Российской Федерации, во многом определяя формирование основных финансово-экономических показателей развития страны. Экспорт энергоносителей даёт до 60% валютных поступлений государства. В связи с этим можно заключить, что вопрос энергосбережения – это и вопрос финансовой безопасности страны.

Природные топливно-энергетические ресурсы, производственный, научно-технический и кадровый потенциал энергетического сектора экономики является национальным достоянием России. Целью энергетической политики страны является максимально эффективное использование природных топливно-энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора для роста экономики и повышения качества жизни её населения.

В России сложилась тревожная ситуация с энергоёмкостью внутреннего валового продукта (ВВП): энергоёмкость единицы ВВП в стране превышает его значения в странах, крупнейших потребителях энергии, в 2 – 3 раза. В связи с этим энергосбережение превращается в общенациональную приоритетную задачу, без решения которой невозможен общий рост экономики России[1].

Газовая промышленность является в настоящее время важнейшей составной частью топливно-энергетического комплекса России, а природный газ является и в обозримой перспективе одним из важнейших видов топлива и ценного химического сырья. Этому в значительной степени способствует то, что на территории России сосредоточена треть мировых запасов природного газа и созданный за многие годы уникальный производственный потенциал.

Следует подчеркнуть, что газовая промышленность, обеспечивая разведку, добычу, транспорт, хранение, переработку и распределение природного газа, является одним из крупнейших потребителей энергетических ресурсов.

Как показывает анализ ресурсов энергосбережения в газовой отрасли, именно магистральный транспорт природного газа обладает наибольшим потенциалом энергосбережения, величина которого находится на уровне порядка 70% от общеотраслевого потенциала энергосбережения, что усиливает актуальность решения задач энергосбережения именно при магистральном транспорте природного газа.

Снижение энергетических затрат при магистральном транспорте природного газа достигается за счёт использования инновационных

энергосберегающих технологий на всех стадиях жизненного цикла основных объектов магистральных газопроводов.

При решении задач энергосбережения при магистральном транспорте природного газа необходимо учитывать особенности создания и режимов работы основных объектов газотранспортной системы страны, а также техническое состояние оборудования магистральных газопроводов.

Следует отметить, что формирование газотранспортной системы в стране происходило при чрезвычайно низких ценах на энергоресурсы и жёстком дефиците труб и оборудования. В связи с этим формирование газотранспортной системы осуществлялось в первую очередь с точки зрения минимизации затрат металла и оборудования, а экономия энергоресурсов практически ушла при этом на второй план. Всё это свидетельствует о возможности и необходимости решения проблемы снижения энергозатрат в газовой отрасли.

В представленных методических указаниях даётся анализ основных направлений энергосбережения, энергосберегающих технологий и мероприятий, направленных на снижение энергетических затрат при магистральном транспорте природного газа во взаимосвязи с решением задач ресурсосбережения.

Глава 1. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

1.1. Законодательная база Российской Федерации и нормативная база ПАО «Газпром» в области энергосбережения

Под *энергосбережением* понимают реализацию организационных, правовых, технических, технологических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объёма используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования, в том числе объёма произведённой продукции, выполненных работ, оказанных услуг [1].

Политика энергосбережения – это система управленческих решений, направленная на постановку и решение крупных энергосберегающих проблем, имеющих стратегическое народнохозяйственное значение, нацеленная на достижение мирового уровня энергосбережения и повышения конкурентоспособности национальной экономики.

В законодательных актах Российской Федерации, постановлениях Правительства Российской Федерации, указах Президента Российской Федерации сформулирована *основная цель* энергетической политики страны. Целью энергетической политики России является максимально эффективное использование природных энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора для устойчивого роста экономики, повышения качества жизни населения страны и содействия укреплению её внешнеэкономических позиций [1].

Кроме того, в законодательных актах Российской Федерации, постановлениях Правительства РФ, указах Президента РФ определяются задачи долгосрочного развития энергетического сектора страны на предстоящий период, приоритеты и ориентиры, а также механизмы государственной энергетической политики на отдельных этапах её реализации, обеспечивающие достижение намеченных целей.

В документах формируются новые ориентиры развития энергетического сектора в рамках перехода российской экономики на инновационный путь развития, предусмотренный Концепцией долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации до 2020 года, утверждённой распоряжением Правительства Российской Федерации от 17 ноября 2008 года №1662-р [2].

Главной целью энергетической политики страны является создание инновационного и эффективного энергетического сектора страны, адекватного как потребностям растущей экономики в энергоресурсах, так и внешнеэкономическим интересам России, обеспечивающего необходимый вклад в социально ориентированное инновационное развитие страны.

Достижение указанной цели требует последовательного продвижения в решении следующих основных задач [1]:

- повышение эффективности воспроизводства, добычи и переработки топливно-энергетических ресурсов для удовлетворения внутреннего и внешнего спроса на них;
- модернизация и создание новой энергетической инфраструктуры на основе масштабного технологического обновления энергетического сектора экономики страны;
- формирование устойчиво благоприятной институциональной среды в энергетической сфере;
- повышение энергетической и экологической эффективности российской экономики и энергетики, в том числе за счёт структурных изменений и активизации технологического энергосбережения;
- дальнейшая интеграция российской энергетики в мировую энергетическую систему.

Необходимость и основные принципы реализации энергетической политики страны в области энергосбережения при магистральном транспорте природного газа определяют следующие основные федеральные документы:

1. Федеральный закон Российской Федерации №28-ФЗ от 3 апреля 1996 г. «Об энергосбережении». Принят Государственной Думой 13 марта 1996 г., одобрен Советом Федерации 20 марта 1996 г.[3].

2. «Энергетическая стратегия России на период до 2030 года». Утверждена Распоряжением Правительства от 13 ноября 2009 г. №1715-Р [4].

3. Указ Президента РФ от 4 июня 2008 г №889 «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики»[5].

4. Федеральный закон от 23 ноября 2009 г. №261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»[6].

Законодательные акты Российской Федерации, постановления Правительства РФ, указы Президента РФ в области энергосбережения послужили основой для разработки нормативно-методической документации в этой области, включающей нормативные документы и стандарты ОАО «Газпром», переименованном в 2015 году в публичное акционерное общество «Газпром» (ПАО «Газпром»).

Нормативно-методическое обеспечение энергосбережения в ПАО «Газпром» - это процесс формирования и поддержания в актуализированном состоянии единого комплекса нормативных документов, разрабатываемых научными, проектными и другими организациями Общества для регламентирования процесса энергосбережения в дочерних обществах (организациях) ПАО «Газпром».

К основным нормативным документам и стандартам ПАО «Газпром» в области энергосбережения можно отнести следующие документы[1]:

1. Постановление Правления ОАО «Газпром» «О перспективах разработки и внедрения газо- и энергосберегающих технологий и их влиянии

на оптимизацию топливно-энергетического баланса РФ» №3 от 22.11. 2009 г.;

2. Приказ ОАО «Газпром» №77 от 09.10.2000 г. «Об организации работ по энергосбережению в ОАО «Газпром»;

3. Концепция энергосбережения ОАО «Газпром» на период 2011 – 2020 гг, утверждённая Приказом ОАО «Газпром» №364 от 28 декабря 2010 г.;

4. Программа инновационного развития ОАО «Газпром» до 2020 года;

5. Целевые показатели энергоэффективности работы дочерних обществ ОАО «Газпром» по добыче, транспортировке, подземному хранению, переработке и распределению газа. СТО Газпром 2-1.20-535-2011;

6. Порядок материального стимулирования газо- и энергосбережения в дочерних обществах ОАО «Газпром», утверждённый приказом ОАО «Газпром» №83 от 13.05. 2011 г;

7. Методика оценки энергоэффективности газотранспортных объектов и систем. СТО Газпром 2-3,5-113-2007.

8. Методика расчёта эффекта энергосбережения топливно-энергетических ресурсов, расходуемых на собственные технологические нужды магистрального транспорта газа. СТО Газпром 2-1.20-601-2011.

1.2. Состояние и тенденции развития газотранспортной системы России

Россия располагает значительными запасами энергетических ресурсов и мощным топливно-энергетическим комплексом, который является базой развития экономики, инструментом проведения внутренней и внешней политики. Роль страны на мировых энергетических рынках во многом определяет её геополитическое влияние.

Газотранспортная система России (ГТС) обеспечивает поставки природного газа от промысла до конечного потребителя. Благодаря централизованному управлению, большой разветвлённости и наличии параллельных маршрутов транспортировки, ГТС обладает существенным запасом надёжности и способна обеспечивать бесперебойные поставки природного газа.

Приоритетными задачами энергетической стратегии страны являются [1]:

- полное и надёжное обеспечение населения и экономики страны энергоресурсами по доступным и вместе с тем стимулирующим энергосбережение ценам;
- снижение рисков и недопущение развития кризисных ситуаций в энергообеспечении страны;
- снижение удельных затрат на производство и использование энергоресурсов за счёт рационализации их потребления, применения энергосберегающих технологий и оборудования, сокращения потерь при добыче, транспортировке и реализации продукции топливно-энергетического комплекса (ТЭК) и т.д.

Анализ развития экономики страны наглядно показывает, что газовая промышленность является в настоящее время важнейшей составной частью топливно-энергетического комплекса России, а природный газ в обозримой перспективе останется одним из важнейших видов уникального топлива и ценного химического сырья.

На сегодняшний день ПАО «Газпром» является основной компанией по добыче и реализации газа в РФ, занимая большую долю в мировых запасах газа и его добыче.

В настоящее время стратегическими регионами добычи газа на долгосрочную перспективу являются полуостров Ямал, Восточная Сибирь и Дальний Восток, континентальный шельф России.

В результате развития газовой промышленности Советского Союза и России был создан высокий научно-производственный потенциал отрасли, на основе которого был решён ряд стратегических задач [1]:

- разведаны и освоены крупнейшие в мире газовые и газоконденсатные месторождения и создана надёжная сырьевая база;
- освоено производство энерготехнологического оборудования для добычи, транспорта и переработки газа и газового конденсата, труб, технических средств, систем автоматизации и управления;
- введены в эксплуатацию уникальные промыслы, построены магистральные газопроводы, газоперерабатывающие станции и сети;
- сформирована Единая система газоснабжения (ЕСГ) страны.

Среди множества проблем, стоящих перед газовой промышленностью и в значительной степени определяющих перспективы её дальнейшего развития, снижение энергозатрат на собственные нужды и, в частности, при магистральном транспорте природного газа является одной из основных проблем.

Созданная за многие десятилетия Единая система газоснабжения (ЕСГ) Российской Федерации является крупнейшим в мире уникальным централизованно управляемым технологическим комплексом, включающим в себя объекты добычи, переработки, транспортировки, хранения и распределения газа. ЕСГ обеспечивает непрерывный цикл поставки газа от скважины до конечного потребителя. Благодаря централизованному управлению, большой разветвлённости и наличию параллельных маршрутов транспортировки, ЕСГ обладает существенным запасом надёжности и способна обеспечивать бесперебойные поставки газа.

Единая система газоснабжения России характеризуется:

- непрерывностью технологического процесса;
- постоянным технологическим взаимодействием всех объектов и систем ЕСГ в различных климатических и временных поясах;
- сложившимися основными газотранспортными направлениями (коридорами);
- возможностью перераспределения газовых потоков между основными газотранспортными коридорами.

Основными объектами ЕСГ являются [1]:

- месторождения с системами сбора и подготовки природного газа к транспорту;
- магистральные газопроводы (МГ);
- подземные хранилища газа (ПХГ);
- газоперерабатывающие заводы;
- газораспределительные станции (ГРС) и распределительные газопроводы (**рис.1**)

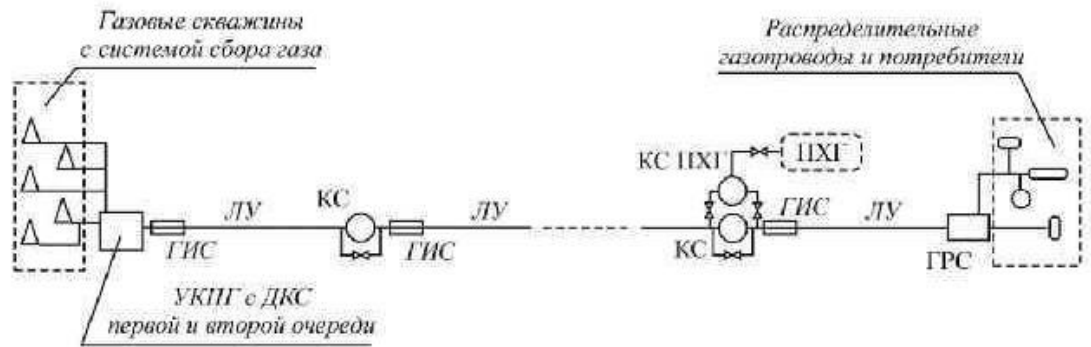


Рис.1. Принципиальная упрощённая схема Единой системы газоснабжения

Система сбора газа – разветвлённая сеть внутрипромысловых трубопроводов, соединяющих единичные скважины и кусты скважин с установками промышленной подготовки газа, а также устройства, обеспечивающие надёжное функционирование этой системы: система хранения, распределения и ввода ингибиторов коррозии, солеотложения и гидратообразования; устройства периодической очистки полостей трубопроводов от жидкой и твёрдой фаз, устьевые и путевые подогреватели; установки предварительной подготовки газа (УППГ), расположенные на отдельных скважинах и кустах скважин, и т.д.

Внутрипромысловые газопроводы подразделяются на шлейфы и газосборные коллекторы. Шлейфы – газопроводы малого диаметра от одиночных скважин или от кустов скважин. Газовые потоки с нескольких шлейфов объединяются в газосборный коллектор, ведущий к установкам комплексной подготовки природного газа (УКПГ).

На *установках комплексной подготовки газа* происходит удаление из природного газа твёрдых включений, водяных паров, а также более высококипящих гомологов метана. Для этого на УКПГ используются процессы сепарации, технологии адсорбционной и абсорбционной осушки газа, а также низкотемпературные процессы обработки газа.

При переходе газовых и газоконденсатных месторождений в стадию падающей добычи в схемы установок комплексной подготовки природного газа включаются *дожимные компрессорные станции* (ДКС) первой и второй очереди, обеспечивающие рабочее давление природного газа на входе в магистральный газопровод и рабочее давление в оборудовании УКПГ.

Добываемый на месторождениях природный газ после очистки поступает в магистральные газопроводы, объединённые в *газотранспортную систему* (ГТС) – составную часть ЕСГ.

Магистральные газопроводы (МГ) – это инженерные сооружения, предназначенные для транспортировки природного газа. Основными структурными единицами газотранспортной системы являются: линейные компрессорные станции (КС), линейные участки МГ между ними, подземные хранилища газа (ПХГ) с дожимными КС.

Линейная компрессорная станция – важнейшая структурная единица МГ, представляющая из себя единый комплекс энерготехнологического оборудования и систем, который предназначен для повышения давления природного газа с целью обеспечения его транспортировки по МГ.

На компрессорных станциях осуществляются технологические процессы очистки природного газа от жидких и твёрдых примесей, сжатия и охлаждения природного газа. Кроме того, на КС производится измерение и контроль эксплуатационных характеристик транспорта газа и управление режимами работы технологических участков и всего магистрального газопровода в целом. Линейные КС строятся, как правило, через каждые 100 – 150 км МГ.

Подземные хранилища газа (ПХГ) – комплекс инженерно-технических сооружений и естественных или искусственных ёмкостей в пористых пластах для резервирования объёмов газа. С помощью ПХГ создаётся возможность оперативного управления режимами работы газотранспортной системы. ПХГ сооружаются вблизи трассы магистральных газопроводов и крупных газопотребителей, обеспечивая оперативное покрытие пикового газопотребления.

Подземные хранилища природного газа оснащаются компрессорными станциями (КС ПХГ) и системами очистки и охлаждения газа. КС ПХГ используются для обеспечения подачи природного газа из магистрального газопровода в хранилище для его заполнения и подачи природного газа в магистральный газопровод при снижении давления в хранилище ниже рабочего давления в газопроводе. Отличительной особенностью КС ПХГ от линейных КС является более высокая степень сжатия.

Работу ЕСГ России обеспечивают в настоящее время 78 газовых и газоконденсатных месторождений и 25 ПХГ с общим объёмом хранения природного газа более 68 млрд. м³. В ЕСГ эксплуатируются около 3700 ГРС и более 480 тыс. км распределительных газопроводов [1].

Газотранспортная система включает сеть магистральных газопроводов и подземные хранилища газа. Протяжённость магистральных газопроводов на конец 2012 года в границах России составляет более 168,3 тыс. км. Работу ЕСГ обеспечивают более 280 компрессорных станций, включающих в себя свыше 750 компрессорных цехов с более чем 4311 установленными в них газоперекачивающими агрегатами [1].

На магистральных газопроводах в настоящее время используются трубы с наружным диаметром от 400 до 1420 мм, рассчитанные на рабочее давление от 5,45 до 25,0 МПа, при этом более чем 60% МГ применяются трубы с наружным диаметром Ду 1020 – 1420 мм.

Магистральные газопроводы ГТС страны выполняются в одноконтурном и многоконтурном исполнении при количестве параллельных ниток до 10.

Для многоконтурных газопроводов характерно создание межконтурных переключателей, обеспечивающих повышение надёжности эксплуатации.

Все магистральные газопроводы газотранспортной системы страны также соединены между собой и представляют так называемые газотранспортные коридоры.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов происходит очистка, сжатие и охлаждение природного газа. Основным оборудованием КС являются газоперекачивающие агрегаты.

В настоящее время на КС МГ для компримирования природного газа используются газотурбинные, электроприводные и поршневые ГПА различной мощности и типов. Парк газоперекачивающих агрегатов распределён (по мощности) следующим образом: газотурбинный привод (ГГПА) составляет примерно 87,1 % от общей установленной мощности, электропривод (ЭГПА) – 12,4 % , поршневой (ГМК) – 0,5% [1].

Большие расходы природного газа на технологических участках МГ при относительно невысоких значениях степени повышения давления природного газа на линейных КС предопределили использование для компримирования газа центробежных нагнетателей (ЦБН), а в качестве их энергопривода газотурбинные установки и электродвигатели. Особенности этих видов энергопривода являются: возможность высокой концентрации мощности в отдельных агрегатах, непосредственное вращательное движение, возможность автоматизации и т.п.

Из общего количества газотурбинных газоперекачивающих агрегатов на долю стационарных ГПА приходится 42,4%, авиационных – 39,4% и судового типа – 18,2%. При этом наблюдается тенденция к увеличению доли ГПА авиационного и судового типов, имеющих большие значения КПД.

Тенденции развития газокompрессорной техники позволяют определить основные технологические особенности современных газоперекачивающих агрегатов и систем компримирования линейных КС [1]:

- преимущественное использование ГПА с газотурбинным приводом стационарного, авиационного или судового типа простого цикла с КПД на уровне 39 – 42%;
- использование в ГПА газотурбинных двигателей нового поколения мощностью от 6 до 50 МВт. Мощностей ряд ГПА: 6,3(8) – 10 (12) – 16 (18) – 25 (32) – 50 МВт;
- возможность комплектования ГПА разными ГТУ и ЦБН в рамках одного класса единичной мощности;

- содержание в выхлопных газах ГТУ оксидов азота не более 50 мг/нм³ к 2015 году и 25 – 30 мг/нм³ к 2020 году, а оксидов углерода – не более 100 мг/нм³ за счёт использования низкоэмиссионных камер сгорания;

- блочно-модульное исполнение ГПА с блоком полной заводской готовности;

- блочно-контейнерная компоновка с использованием индивидуальных укрытий (ангаров);

- наработка на отказ – не менее 5000 часов;

- общий ресурс – не менее 100 тыс. часов;

- применение полностью «сухого» исполнения центробежных компрессоров (использование «сухих» газодинамических уплотнений (СГУ) и электромагнитных подшипников) с политропным КПД процесса сжатия на уровне 75 – 87 %;

- ЦБН разрабатывается на основе базового корпуса, как правило, с вертикальным разъемом, предусматривающего возможность установки комплекта сменных проточных частей (СПЧ) с номинальными параметрами в диапазоне значений степени повышения давления газа $\epsilon = 1,25 - 1,35 - 1,44 - (1,50) - 1,70$;

- базовые корпуса ЦБН и их «крышки» должны быть без доработок с минимальными доработками) допускать применение СПЧ в «масляном», «полусухом» или «сухом» исполнении;

- привод ЦБН – газотурбинная установка должна иметь «резерв развития» по показателям мощности, КПД и эмиссии вредных примесей с отработавшими продуктами сгорания, а также регулируемые характеристики мощности и КПД при различных климатических условиях;

- эффективные воздухоочистительные устройства;

- использование технологий и установок очистки осевого компрессора;

- электрическая система запуска ГТУ и генератор собственных нужд;

- возможность автономной работы ГПА при прекращении внешнего электроснабжения;

- агрегатные блоки подготовки топливного газа, газоснабжения и тушения пожаров;

- полнонапорные схемы систем компримирования КС с модульной компоновкой ГПА;

- приоритет отечественных производителей газоперекачивающего оборудования при условии их конкурентоспособности и т.д.

Газоперекачивающие агрегаты нового поколения призваны обеспечить высокий уровень эксплуатационных показателей, высокую надёжность и улучшенные экологические показатели и т.п. В целом применение газоперекачивающих агрегатов нового поколения позволит на 25–30% снизить потребление газа на технологические нужды, снизить выбросы окислов азота и, что немаловажно, существенно повысить надёжность газотранспортной системы (рис.2).



Рис.2. Газоперекачивающий агрегат «Ладоба-32» мощностью 32 МВт – ключевое звено в рамках стратегической программы по реконструкции газопроводной системы России. Производитель – «РЭП Холдинг», г. Санкт-Петербург

Основные цели, задачи и приоритеты развития газовой промышленности определены государственным документом «Энергетическая стратегия России на период до 2020 года», утвержденным Правительством РФ в августе 2003 года. Энергетическая стратегия учитывает падающий режим добычи на основных месторождениях ПАО «Газпром» в Надым-Пур -Тазовском регионе. Падение добычи должно быть скомпенсировано созданием нового газодобывающего центра на полуострове Ямал с прилегающей акваторией северных морей. Кроме того, имеется в виду наращивание добычи газа независимыми производителями, а также освоение новых газодобывающих регионов в Восточной Сибири и на Дальнем Востоке.

Новая система газопроводов с полуострова Ямал, создаваемая на базе высокоэффективной газотранспортной технологии и газоперекачивающей техники, должна стать ядром ЕСГ, в которой будут сосредоточены самые передовые и перспективные технические и технологические решения.

Достаточно крупным районом газодобычи в 2010-2020 гг. станут Восточная Сибирь и Дальний Восток с акваторией в районе о. Сахалин. Развитие добычи газа и создание газотранспортной системы в этих районах будет способствовать их социально-экономическому развитию и расширению экспорта газа в Китай, Японию и Корею.

В Восточной Сибири и на Дальнем Востоке имеется значительная ресурсная база. Базовыми при крупномасштабной добыче газ считаются Ковыктинское газоконденсатное месторождение (ГКМ) (Иркутская область), Чаяндинское нефтегазоконденсатное месторождение (НГКМ) (Республика Саха-Якутия) и месторождение морского шельфа острова Сахалин.

Стратегия развития ПАО «Газпром» предполагает суммарный объем инвестиций в развитие газотранспортной системы России в период до 2020 года - порядка 70 - 83 млрд. долларов. При этом планируется строительство

около 28 тыс. км. новых магистральных газопроводов и 144 компрессорных станций с суммарной мощностью газоперекачивающих агрегатов более 10 млн. кВт и создание 7 ПХГ.

1.3. Режимы работы газотранспортной системы страны

Газотранспортная система страны обеспечивает транспорт природного газа, добываемого предприятиями ПАО «Газпром», независимыми производителями газа, а также газа, поступающего с месторождений государств Средней Азии.

Режимы работы МГ, несмотря на наличие в целом ряде случаев подземных хранилищ газа и буферных потребителей, как правило, характеризуется неравномерностью подачи газа в течение года и из года в год.

Неравномерность подачи газа по магистральным газопроводам связана прежде всего со спросом на газ, который имеет ярко выраженный сезонный характер. Вместе с тем, объективной причиной снижения подачи газа в летний период является падение пропускной способности компрессорных станций и линейных участков МГ в тёплое время года, так как рост температуры воздуха вызывает снижение располагаемой мощности газотурбинных газоперекачивающих агрегатов и дожимных КС, а также падение тепловой мощности станций охлаждения газа в установках комплексной подготовки газа (УКПГ) и систем охлаждения газа на линейных КС [1].

Следует также отметить, что переход ряда крупнейших газовых месторождений в стадию падающей добычи также привёл к снижению подачи природного газа по магистральным газопроводам, примыкающим к этим месторождениям.

Кроме того, ввод в эксплуатацию новых МГ, обеспечивающих поставки газа за рубеж, также привёл к разгрузке альтернативных им газопроводов.

Эти обстоятельства привели к тому, что целый ряд магистральных газопроводов, компрессорные станции которых оснащены ГПА с полнонапорными нагнетателями, перешёл на низконапорные режимы эксплуатации, что требует особого внимания к решению задач энергосбережения в этих условиях [7].

Сезонные колебания в подаче газа через компрессорные станции технологических участков магистральных газопроводов, включающих в себя несколько КС и линейные участки между ними, обычно регулируются включением и отключением газоперекачивающих агрегатов, а в ряде случаев отключением и самих КС.

Колебания газа в пределах суток или дней недели обычно регулируются изменением частоты вращения силовых турбин при использовании газотурбинных установок.

Снизить сезонную неравномерность подачи природного газа по МГ и вынужденное сокращение добычи природного газа в летний период, обеспечить более высокую надёжность газоснабжения в случае аварий на объектах ЕСГ, а также увеличить загрузку и уровень использования производственных мощностей МГ можно за счёт использования ПХГ. Кроме того, за счёт использования ПХГ можно покрывать пики газопотребления в зимний период без форсированного увеличения объёмов добычи газа, ограниченных техническими возможностями и рациональным режимом эксплуатации оборудования газовых промыслов.

В летнее время происходит закачка природного газа из МГ в ПХГ, а в зимний период газ подаётся из ПХГ в магистральные газопроводы или на ГРС.

Тенденция замещения газа старых месторождений Надым-Пур-Тазовского региона (Ямбург, Уренгой, Медвежье) газом, добываемым на месторождениях полуострова Ямал, неизбежно приведёт к разделению ГТС на «загруженную» и «незагруженную» части, подчиняющихся разным стратегиям оптимального управления развитием и функционированием их производственных мощностей.

Принципы оптимального развития и функционирования производственных мощностей на «загруженных» и «незагруженных» частях ГТС различны.

Для «загруженных» зон (технологических участков) ГТС критерием оптимального развития и функционирования является экономически обоснованное повышение технически возможной производительности (пропускной способности) ГТС.

Одна из проблем для «незагруженных» технологических участков МГ связана с вынужденным недоиспользованием установленных производственных мощностей, что приводит к их частичному омертвлению и неэффективной работе на режимах частичной загрузки газопроводов.

Одним из путей использования в значительной степени «незагруженных» МГ является их реконструкция, в том числе с переводом в распределительные газопроводы.

В отдельных случаях недоиспользование производственной мощности может быть вызвано дефицитом активной ёмкости подземных хранилищ газа, использование которых могло бы в значительной степени повысить загрузку «недозагруженных» технологических участков МГ как в летний период за счёт транспортировки по ним газа, предназначенного для закачки в ПХГ, так и в зимний период за счёт транспортировки по ним природного газа, отбираемого из хранилищ. Решение данной проблемы состоит в адекватном развитии подземного хранения природного газа.

Методы обеспечения оптимального развития и функционирования «загруженных» технологических участков ГТС включают в себя все основные виды инвестиционной деятельности в области транспорта газа:

строительство новых газопроводов и газотранспортных объектов, реконструкцию и капитальный ремонт основных объектов действующих МГ.

Важным инструментом оптимизации развития и функционирования «загруженных» технологических участков ГТС является реконструкция объектов действующих МГ с пониженной пропускной способностью за счёт устранения «узких мест», которыми могут являться как линейные участки, так и КС. При этом решаются задачи определения «узких мест» и выбора технологически и экономически обоснованного метода их устранения, для решения которых необходимы методы расчёта и прогнозирования процессов, протекающих в объектах МГ, основных системах и энерготехнологическом оборудовании КС.

Для устранения «запирающих» линейных участков МГ может быть использовано не только повышение максимально разрешённого рабочего давления природного газа на участке, но и строительство лупингов, и создание межниточных и междеховых перемычек на многониточных газопроводах для возможности комплексного проведения ремонтно-диагностических работ без снижения планируемых поставок газа и т.д.

Таким образом, определяющую роль в формировании принципов оптимального развития и функционирования газотранспортных систем играет степень их загрузки. При этом независимо от степени загрузки участков ГТС оптимальное развитие и функционирование ГТС должно базироваться на системном подходе, учитывающем оптимальное взаимодействие нового или действующего газопровода с другими объектами ГТС.

1.4. Основные направления энергосбережения при магистральном транспорте природного газа

Магистральный транспорт природного газа обладает наибольшим потенциалом энергосбережения. Под потенциалом энергосбережения следует понимать максимально возможное количество энергетических ресурсов, которое можно сэкономить в результате реализации энергосберегающих мероприятий. Как показывает анализ ресурсов энергосбережения, за счёт снижения энергозатрат при транспорте газа может быть получено около 60 – 70% объёмов энергосбережения в отрасли [1].

Среди множества проблем, стоящих перед газовой промышленностью и, в значительной степени, определяющих перспективу её дальнейшего развития, снижение энергозатрат на собственные нужды и, в частности, при магистральном транспорте природного газа является одной из основных проблем. В настоящее время отрасль, добывая около 550 млрд. м³ газа и транспортируя более 700 млрд. м³ газа в год, ежегодно расходует на собственные технологические нужды примерно 55 – 60 млрд. м³ газа, более 17 млрд. кВт-ч электрической энергии и свыше 13 млн. Гкал тепловой энергии. При этом свыше 90% природного газа и около 80% электроэнергии,

расходуемых в отрасли на собственные технологические нужды, приходится на магистральный транспорт природного газа [8].

Расход природного газа на собственные технологические нужды при магистральном транспорте газа распределяется следующим образом [9]:

- топливный газ – 81,6%;
- прочие технологические нужды – 9,0%;
- потери газа – 9,4%.

Целевыми показателями энергетической эффективности на период 2011 -2020 годов установлено снижение удельных расходов природного газа на собственные нужды – не менее 11,4 % (при этом минимальный уровень ежегодной экономии природного газа на собственные нужды должен составлять 1,2%), сокращение выбросов парниковых газов – не менее 486 млн. т. в эквиваленте CO₂ [10].

Для достижения данных показателей ОАО «Газпром» продолжит использование апробированных энергосберегающих технологий и оборудования.

В частности, при транспортировке газа планируется расширить применение труб большого диаметра с внутренним покрытием, специальной техники для выполнения технологических операций и роста объектов газотранспортной системы (ГТС) без потерь газа, энергоэффективного оборудования для линейной части ГТС, компрессорных и газораспределительных станций, а также программно-вычислительных комплексов для моделирования и оптимизации режимов работы ГТС [10].

Снижение энергетических затрат при магистральном транспорте природного газа достигается за счёт использования *инновационных энергосберегающих технологий* на всех стадиях жизненного цикла магистральных газопроводов.

Инновационная энергосберегающая технология – это современная передовая технология в сфере энергосбережения, реализация которой обеспечивает повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов.

К инновационным энергосберегающим технологиям *при проектировании* магистральных газопроводов можно отнести [1,11]:

- повышение рабочего давления в магистральных газопроводах до 9,8 (11.8) МПа;
- применение труб большого диаметра с внутренним гладкостным покрытием;
- применение ГПА большой мощности (16,25, 32, 50 МВт) с промежуточным охлаждением газа между секциями газовых компрессоров;
- применение ГПА с высоким эффективным КПД ГТУ (от 35 -36% до 38 -41 %) повышенной надёжности с экологическими показателями мирового уровня;
- использование ГПА модульного исполнения и модульной компоновки КС;

- применение нового поколения электроприводных ГПА с регулируемой частотой вращения;
- совершенствование автоматизации основных и вспомогательных процессов для обеспечения малолюдных технологий;
- применение устройств охлаждения газа нового поколения;
- оснащение технологического оборудования современными средствами измерений потребления энергоресурсов;

Реконструкция объектов ГТС используется как средство обеспечения планируемых газовых потоков, надёжности транспорта газа и снижения эксплуатационных затрат при магистральном транспорте природного газа. При системном подходе каждый реконструируемый газопровод рассматривается во взаимодействии с другими, проложенными в данном технологическом коридоре. Это соответствует современной тенденции проектирования многониточных систем с объединением компрессорных цехов, укрупнением агрегатной мощности и сокращением числа рабочих и резервных ГПА.

При этом комплексные программы реконструкции и технического перевооружения объектов транспорта газа, дожимных компрессорных станций и компрессорных станций ПХГ разрабатывались и разрабатываются на основе следующих основных принципов [1]:

- преимущественное использование газотурбинного привода;
- применение энергосберегающего оборудования нового поколения;
- применение типовых технических решений, обладающих достаточной гибкостью для конкретных условий использования;
- укрупнение единичной мощности ГПА (особенно для многоцеховых КС), что позволяет не только сократить капитальные затраты, но и снизить энергетические затраты на магистральный транспорт природного газа;
- сокращение резервных мощностей по технологическим соображениям, а также за счёт повышения надёжности оборудования и совершенствования ремонтно-технического обслуживания;
- перевод цехов с неполнонапорным сжатием на полнонапорную схему;
- повышение качества газа, подаваемого в газопроводы, что позволит повысить надёжность эксплуатации основного энерготехнологического оборудования КС;
- формирование современных систем управления КЦ и КЦ на базе унифицированных агрегатов САУ;
- внедрение современных систем безопасности эксплуатации КС.

К энергосберегающим технологиям *при реконструкции и модернизации* основных объектов магистральных газопроводов относятся [1, -11]:

- замена или модернизация существующих ГПА на высокоэкономичные агрегаты нового поколения с обеспечением сокращения выбросов вредных веществ в атмосферу (КПД в зависимости от мощности – от 32 до 39%);

- повышение единичной мощности ГПА до 40 МВт с учётом планируемых объёмов транспортируемого газа;
- повышение эффективности низконапорных режимов транспорта газа на разгруженных газопроводах или на отдельных технологических участках МГ;
- специальная реконструкция ГПА с применением сменной проточной части центробежных нагнетателей для повышения эффективности режимов транспорта газа;
- перевод обвязки КС со смешанной обвязкой на параллельную;
- создание перемычек между компрессорными цехами многоцеховых КС;
- установка узлов измерения расхода транспортируемого газа на границах ответственности ГТС;
- внедрение систем автоматизированного управления (САУ) и телемеханики;
- внедрение автоматизированных систем поддержания оптимального температурного режима газа после его редуцирования (понижения давления) на ГРС;
- автоматизация процесса подогрева газа на ГРС;
- комплектация газоиспользующего оборудования теплоутилизирующим оборудованием, средствами автоматизации и теплотехнического контроля.

На *стадии эксплуатации* газопроводов экономии энергетических ресурсов можно достичь за счёт реализации мероприятий по техническому обслуживанию и ремонту оборудования КС и линейной участков МГ на основе реализации системы технической диагностики, включающих очистку полости труб, замену запорной арматуры, ремонт линейных участков МГ с утилизацией природного газа из этих участков газопроводов и т.д.

При этом к энергосберегающим технологиям при эксплуатации газотранспортной системы относятся [1,11]:

- внедрение энергосберегающих технологий при эксплуатации и ремонте технологических объектов компрессорных (КС), газораспределительных (ГРС) и газоизмерительных (ГИС) станций, а также линейной части (ЛЧ);
- оптимизация режимов работы ГТС на основе применения системных программно-оптимизационных комплексов;
- оптимизация режимов работы установок охлаждения газа;
- внедрение турбодетандерных установок на объектах ГТС;
- применение электростанций собственных нужд (ЭСН) нового поколения с КПД до 41%;
- энергетически рациональное распределение нагрузки между КС технологических участков МГ;
- регулирование режимов работы систем очистки природного газа на компрессорных станциях;

- оптимизация значений давления и температуры на выходе КС;
- оптимизация систем компримирования многоцеховых КС;
- использование переемычек между цехами КС;
- выполнение технологических операций и ремонтных работ на объектах ГТС без стравливания газа в атмосферу; утилизация газа из ремонтируемых участков МГ;
- энергетически обоснованное распределение нагрузки между ГПА в системах компримирования КС;
- определение способов увеличения пропускной способности газопроводов и устранения запирающих участков МГ;
- определение энергетической целесообразности отключения компрессорных цехов и КС при недозагрузке технологических участков МГ;
- рациональное регулирование аппаратов воздушного охлаждения в системе охлаждения КС;
- диагностика и повышение гидравлической эффективности труб линейных участков МГ и обвязки КС за счёт установки камер приёма-запуска диагностических и очистных устройств;
- оснащение технологического оборудования ГТС современными средствами измерения транспортируемого газа и потребления энергоресурсов;
- совершенствование методов и систем утилизации теплоты отработавших продуктов сгорания ГТУ на компрессорных станциях и т.д.

Одним из основных ресурсов снижения эксплуатационных затрат при магистральном транспорте природного газа является оптимизация технологических режимов основных объектов ГТС. Это направление энергосбережения является малозатратным. Эффект решения задач оптимизации режимов работы объектов газотранспортной системы значительно возрастает, если она сопровождается ликвидацией «энергетически узких мест», обуславливающих повышенное энергопотребление.

Анализ энергосберегающих технологий при магистральном транспорте природного газа показывает, что существенная их часть связана с режимами работы и обслуживанием систем компримирования КС, оснащённых газоперекачивающими агрегатами.

К основным принципам оптимизации режимов работы систем компримирования магистральных газопроводов с целью энергосбережения следует отнести[1]:

- ***Принцип максимального давления природного газа на выходе КС.*** Согласно этому принципу, давление природного газа на выходе КС должно быть не ниже максимального разрешённого давления на входе в линейный участок МГ. Этот принцип рекомендуется использовать для газопроводов, работающих с загрузкой более 70% от проектной. Все КС, на которых не достигнуты ограничения по максимальной частоте вращения рабочего колеса нагнетателей, располагаемой мощности ГПА или температуре на выходе КС,

должны работать с максимально допустимым (разрешённым) давлением нагнетателя.

- **Принцип минимального числа работающих ГПА.** Эксплуатационные характеристики КС по подаче и степени сжатия природного газа должны обеспечиваться при такой загрузке работающих ГПА, когда недоиспользование суммарной располагаемой мощности агрегатов, находящихся в работе, меньше располагаемой мощности единичного ГПА (при параллельной обвязке КС и использовании полнонапорных нагнетателей) или группы последовательно включённых ГПА (при параллельно-последовательной обвязке КС).

- **Принцип оптимальной работы концевых участков магистральных и распределительных газопроводов и отводов.** Режимы работы концевых участков газопроводов и отводов должны обеспечивать заданный расход природного газа при условии минимального дросселирования газа на газораспределительных станциях.

- **Принцип го согласования гидравлической характеристики линейной части, газодинамических характеристик нагнетателей и мощности энергопривода ЦБН.** Все эти процессы являются технологически и энергетически нежелательными, поскольку ведут либо к росту энергетических затрат, либо снижают эффективность работы энерготехнологического оборудования КС. Даже объёмы противопомпажного байпасирования и дросселирования газа на КС не должны превышать минимально необходимых значений, обеспечивающих устойчивых режим работы цехов.

- **Принцип минимального использования электроприводных ГПА** в многоцеховых КС многониточных газопроводов, работающих в едином гидродинамическом режиме. Этот принцип вполне справедлив для современного уровня и соотношения цен на топливный газ и электрическую энергию.

1.5. Определение эффективности инвестиций, направленных на внедрение мероприятий по энергосбережению

Жёсткий дефицит финансовых ресурсов значительно повышает требования к технической и экономической обоснованности проектов энергосбережения, реализуемых в процессе эксплуатации, реконструкции и модернизации объектов ГТС. В этих условиях главным критерием выбора первоочередных энергосберегающих мероприятий является максимальный эффект от их проведения.

Любые мероприятия, целью реализации которых является энергосбережение, следует рассматривать как инвестиционный проект. Определение критерия экономического мероприятия следует вести согласно утверждённым Министерством экономического развития и торговли РФ, Министерством финансов РФ, Федеральным агентством по строительству и жилищно-коммунальному хозяйству и принятым в ОАО

«Газпром»методическим рекомендациям по оценке эффективности инвестиционных проектов. Согласно рекомендациям, определение экономической эффективности инвестиций следует проводить с использованием динамических методов.

Инвестиционные проекты характеризуются поступлениями и выплатами, которые ожидаются при реализации инвестиционных проектов. Эти поступления и выплаты, как правило, разведены по времени. Проблема адекватной оценки привлекательности проекта любой энергосберегающего мероприятия, связанного с вложением капитала, заключается в определении того, насколько будущие поступления оправдают сегодняшние затраты. Поскольку принимать решения приходится сегодня, все показатели будущей деятельности должны быть откорректированы с учётом снижения ценности денежных ресурсов по мере отдаления операций, связанных с их получением или расходом, т.е. с учётом фактора времени. При использовании этих методов расходы и доходы, разделённые во времени, приводит к одному (базовому) моменту.

В случае оценки эффективности инвестиций при проведении энергосберегающих мероприятий в качестве базового момента следует принимать дату начала процесса инвестирования. Оценка экономической эффективности выбранного энергосберегающего мероприятия проводится по разности чистых дисконтированных доходов (ЧДД) при реализации сопоставимых мероприятий либо при реализации рассматриваемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии.

Чистый дисконтируемый доход $\mathcal{E}_d$, при реализации каждого альтернативного варианта энергосберегающего мероприятия определяется по уравнению [12]:

$$\mathcal{E}_d = \sum \mathcal{E}_t \cdot (1+E)^{-t} \quad (1.1)$$

где T_p – расчётный период, на объектах газовой промышленности он принимается равным допустимому сроку окупаемости инвестиций $\tau_{окп}$ – 3 -6 лет;

E – норма доходности (норма дисконтирования), для газовой промышленности при среднем уровне рисков значение нормы дисконтирования составляет $E=0,1$;

$\mathcal{E}_t$ – чистый поток платежей (разность между притоками и оттоками денежных средств за год t) [13,14],

$$\mathcal{E}_t = O_{pt} - I_t - H_t - K_t + K_{ликт} = \Pi_{qt} + I_{амт} - K_t + K_{ликт}; \quad (1.2)$$

где O_{pt} – стоимостная оценка результатов деятельности объекта энергетического обследования, на котором проводятся энергосберегающие мероприятия (объём реализованной продукции в год t без учёта налога на добавленную стоимость);

I_t – суммарные эксплуатационные издержки в год t ;

N_t – налог на прибыль;

K_t – объём инвестиций в год t ;

$K_{\text{ликт}}$ – ликвидная стоимость объекта;

$\Pi_{\text{чт}}$ – чистая прибыль;

$I_{\text{амт}}$ – амортизационные отчисления на реновацию.

Капитальные затраты, связанные с проведением энергосберегающих мероприятий, будут экономически эффективны, если за нормативный срок окупаемости разность чистых дисконтированных доходов при реализации альтернативных вариантов энергосберегающих мероприятий, либо при реализации рассматриваемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствием будет больше или равна нулю:

$$\Delta \mathcal{E}_0 = \mathcal{E}_{\text{др}} - \mathcal{E}_{\text{дс}} \geq 0 \quad (1.3)$$

Разность чистых дисконтированных доходов при реализации альтернативных мероприятий, либо при реализации рассматриваемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии с учётом соотношения (1.3) составит:

$$\Delta \mathcal{E}_0 = \mathcal{E}_{\text{др}} - \mathcal{E}_{\text{дс}} = \sum (\mathcal{E}_{\text{тр}} - \mathcal{E}_{\text{тс}})(1 + E)^{-1} = -K_p + K_c - \sum (I_{\text{тр}} - I_{\text{тс}})(1 + E)^{-1} \quad (1.4)$$

где $\mathcal{E}_{\text{др}}$, K_p , $\mathcal{E}_{\text{тр}}$, $I_{\text{тр}}$ – чистый дисконтированный доход, капитальные затраты, чистые потоки платежей за год t , эксплуатационные издержки в год t при реализации рассматриваемого варианта энергосберегающего мероприятия;

$\mathcal{E}_{\text{дс}}$, K_c , $\mathcal{E}_{\text{тс}}$, $I_{\text{тс}}$ – чистый дисконтированный доход, капитальные затраты, чистые потоки платежей за год t , эксплуатационные издержки в год t при реализации альтернативного энергосберегающего мероприятия или его отсутствии.

Поскольку стоимостная оценка результатов деятельности рассматриваемого объекта ГТС, на котором предполагается вести энергосберегающие мероприятия, остаётся неизменной при любых проводимых мероприятиях или без их проведения в качестве критерия эффективности инвестиций, направленных на внедрение мероприятий по энергосбережению при реконструкции и эксплуатации объектов ГТС, может быть использована разность чистого дисконтированного потока платежей (ЧДПП) при реализации предлагаемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии за максимально допустимый нормативный срок окупаемости инвестиций $\tau_{\text{оки, max}} = 6$ лет [13, 14].

Энергосберегающее мероприятие можно признать эффективным, если разность значений чистого дисконтированного потока платежей при реализации предлагаемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии за максимально допустимый нормативный срок окупаемости инвестиций меньше или равно нулю:

$$\Delta \text{ЧДПП} = \text{ЧДПП}_{\text{др}} - \text{ЧДПП}_{\text{дс}} \leq 0 \quad (1.5)$$

где ЧДПП_{др} – чистый дисконтированный поток платежей при реализации предлагаемого энергосберегаемого мероприятия за максимально допустимый срок окупаемости инвестиций,

$$\text{ЧДПП}_{\text{др}} = K_p + \sum I_{\text{тр}} \cdot (1+E)^{-t}; \quad (1.6)$$

ЧДПП_{дс} – чистый дисконтированный поток платежей при отсутствии энергосберегающего мероприятия за максимально допустимый нормативный срок окупаемости инвестиций,

$$\text{ЧДПП}_{\text{дс}} = K_c + \sum I_{\text{тс}} \cdot (1+E)^{-t} \quad (1.7)$$

K_p , K_c – капитальные затраты при реализации предлагаемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии соответственно;

$I_{\text{тр}}$, $I_{\text{тс}}$ – эксплуатационные затраты в год t при реализации предлагаемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии соответственно.

После подстановки соотношений (1.6), (1.7) в неравенство (1.5) получаем иную форму представления условий эффективности предлагаемого энергосберегающего мероприятия

$$\Delta \text{ЧДПП} = K_p - K_c + \sum (I_{\text{тр}} - I_{\text{тс}})(1+E)^{-t} \leq 0 \quad (1.8)$$

Этот же критерий (чистый дисконтированный поток платежей) можно использовать при сопоставлении и выборе более эффективного энергосберегающего мероприятия. К примеру, предлагается два альтернативных метода энергосбережения. Первый метод будет более эффективным, если значение чистого дисконтированного потока платежей при его реализации будет меньше, чем при реализации второго метода энергосбережения за максимально допустимый нормативный срок окупаемости инвестиций:

$$\Delta \text{ЧДПП}_{1-2} = K_1 - K_2 + \sum (I_{\text{т1}} - I_{\text{т2}})(1+E)^{-t} < 0, \quad (1.9)$$

где K_1 , K_2 – капитальные затраты при реализации первого и второго энергосберегающего мероприятия соответственно;

$I_{\text{т1}}$, $I_{\text{т2}}$ – эксплуатационные затраты в год t при реализации первого и второго энергосберегающего мероприятия соответственно.

Окупаемость капитальных затрат при проведении энергосберегающих мероприятий достигается в основном за счёт снижения эксплуатационных издержек, которое связано с экономией топливного газа или электрической энергии.

Снижение годовых эксплуатационных издержек при реализации альтернативных вариантов энергосберегающих мероприятий либо при реализации рассматриваемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии, получаемое от экономии электрической энергии, может быть определено по соотношению:

$$\Delta I_{\text{ээ}} = 8,76 \cdot 10^3 \cdot c_{\text{ээ}} \cdot (N_{\text{эл1}} - N_{\text{эл2}}), \quad (1.10)$$

где $c_{\text{ээ}}$ – цена электрической энергии, руб./кВт·час;

$N_{\text{эл2}}$ – средняя годовая мощность электропотребления объекта энергетического обследования после проведения рассматриваемого энергосберегающего мероприятия, кВт;

$N_{\text{эл1}}$ – средняя годовая мощность электропотребления объекта энергетического обследования до проведения рассматриваемого энергосберегающего мероприятия или при реализации альтернативного мероприятия, кВт;

Следует отметить, что снижение эксплуатационных издержек за счёт экономии затрат на электрическую энергию в денежном выражении можно в некоторых случаях достичь не только за счёт снижения мощности электропотребления на объекте исследования, но и за счёт уменьшения стоимости расходуемой электрической энергии, рассмотрев вопрос отказа от централизованных поставок электрической энергии и перехода на электроснабжение от электростанции собственных нужд (ЭСН).

Снижение эксплуатационных издержек при реализации альтернативных вариантов энергосберегающих мероприятий либо при реализации рассматриваемого энергосберегающего мероприятия и его отсутствии в год, получаемое от экономии топливного газа, может быть найдено по формуле:

$$\Delta I_{\text{тг}} = 10^3 \cdot c_{\text{тг}} \cdot (Q_{\text{т.г.1}} - Q_{\text{т.г.2}}), \quad (1.11)$$

где $c_{\text{тг}}$ – цена топливного газа, руб./1000 м³;

$Q_{\text{т.г.2}}$ – годовой объёмный расход топливного газа на объекте энергетического обследования за год при реализации рассматриваемого энергосберегающего мероприятия, млн.м³/год;

$Q_{\text{т.г.1}}$ – годовой объёмный расход топливного газа на объекте энергетического обследования за год при реализации альтернативного энергосберегающего мероприятия или его отсутствии, млн.м³/год.

Глава 2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ОБЪЕКТОВ ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

2.1. Общие требования

В состав магистральных газопроводов (МГ) входят: линейные сооружения, компрессорные станции (КС), газораспределительные станции (ГРС), пункты измерения расхода газа, станции охлаждения газа (СОГ) (при необходимости).

Оптимальный режим эксплуатации магистральных газопроводов заключается, прежде всего, в максимальном использовании их пропускной способности при минимальных энергозатратах на компримирование и транспортировку газа по газопроводу. В значительной степени этот режим определяется работой компрессорных станций (КС), установленных на трассе газопровода, как правило, через каждые 100-150 км. Длина участков газопровода между КС рассчитывается, с одной стороны, исходя из величины падения давления газа на данном участке трассы, а с другой – исходя из привязки станции к населённым пунктам, источникам водоснабжения, электроэнергии и т.п. Оптимальный режим работы компрессорной станции в значительной степени зависит от типа и числа газоперекачивающих агрегатов (ГПА), установленных на станции, их энергетических показателей и технологических режимов работы.

Режим работы современного газопровода, несмотря на наличие станций подземного хранения газа, являющихся накопителями природного газа, характеризуется неравномерностью подачи газа в течение года и из года в год. Это связано с рядом причин, основными из которых являются: сезонные колебания спроса на газ (обычно максимум подачи газа приходится на декабрь-январь, а минимум – на летние месяцы года), падение пропускной способности КС и линейных участков МГ в тёплое время года, переход крупнейших газовых месторождений в стадию падающей добычи, введение в эксплуатацию новых МГ, изменение объёмов продаж газа внутри страны и за рубеж.

Решение задач снижения энергетических и эксплуатационных затрат при магистральном транспорте природного газа опирается на анализ результатов расчёта термогазодинамических процессов, протекающих на основных объектах технологических участков магистральных газопроводов.

Объём энергетических затрат при магистральном транспорте природного газа во многом определяется характеристиками процесса неизотермического (с изменением температуры) течения газа на линейных участках газопроводов и процесса сжатия природного газа в газоперекачивающих агрегатах на КС МГ.

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 счёт его охлаждения на станциях, использовать газопроводы большего диаметра, периодически осуществлять очистку внутренней полости трубопровода.

Основной технической характеристикой магистрального газопровода является его производительность (пропускная способность), которая зависит от диаметра трубы, рабочего давления, мощности компрессорных станций и расстояния между ними.

2.2 Определение мощности, затрачиваемой на транспортирование газа

При магистральном транспорте природного газа центробежные нагнетатели (ЦБН) являются основными потребителями энергии. В связи с этим при решении энерготехнологических задач транспорта природного газа, связанных со снижением энергетических затрат, важное значение имеет точность определения мощности, затрачиваемой на сжатие природного газа в ЦБН и в системах компримирования компрессорных станций МГ $N_{сж}$.

В соответствии с Нормами технологического проектирования магистральных газопроводов [15]:

- *номинальная мощность ГТУ (ГПА) в стационарных условиях* – мощность на муфте ГТУ в условиях по ГОСТ 28775: при температуре и давлении атмосферного воздуха – плюс 15° С и 0,1013 МПа, без отборов сжатого воздуха и с учётом гидравлических сопротивлений трактов (входного и выхлопного), при отсутствии утилизационного теплообменника;

- *установленная (рабочая) мощность компрессорной станции (компрессорного цеха)* – сумма мощностей ГПА, установленных (работающих) на КС (КЦ), измеряемых на муфтах газовых компрессоров (нагнетателей);

- *располагаемая мощность* – максимальная рабочая мощность на муфте газового компрессора (нагнетателя), которую может развивать привод в конкретных стационарных условиях.

В соответствии с ГОСТ 28775-90 [16] – *максимальная мощность ГПА* (предельная рабочая мощность, развиваемая при низких температурах атмосферного воздуха без превышения номинальной температуры газа) – до 120% номинальной.

В соответствии с ГОСТ 28567-90 [17] *внутренняя мощность компрессора* – мощность, затрачиваемая в компрессоре на сжатие газа за вычетом мощности утечек. Мощность утечек – мощность, теряемая в результате утечек из компрессора.

Для определения внутренней (индикаторной) мощности сжатия природного газа в центробежных нагнетателях N_i и частоты вращения рабочего колеса центробежного нагнетателя n , значения которых определяет режим работы ГТУ, в настоящее время используют *приведенные термогазодинамические характеристики* центробежных нагнетателей природного газа.

Необходимость использования приведенных характеристик вызвана тем, что характеристики нагнетателя (компрессора), снятые при различных начальных условиях, отличаются. Используя теорию подобия, можно привести полученные характеристики к так называемым стандартным начальным условиям, а затем пересчитать их конкретные начальные условия, при которых будет эксплуатироваться нагнетатель (компрессор).

Стандартные стационарные условия определяются параметрами воздуха на входе осевого компрессора: абсолютное давление – $p_{a0} = 760$ мм. рт. ст. $= 1,013 \cdot 10^5$ Па; температура – $T_{вх} = 288,2$ К; относительная влажность – 60% [18].

Располагаемая мощность газотурбинной установки является функцией следующих параметров:

- номинальной мощности в стационарных условиях;
- температуры атмосферного воздуха (или воздуха на входе ГТУ);
- барометрического давления (высоты над уровнем моря);
- отклонения расчётной частоты вращения силового ротора ГТУ от номинальной величины;
- дополнительных гидравлических сопротивлений всасывающего и выхлопного трактов (например, при установке утилизационного теплообменника на выхлопе);
- дополнительных отборов сжатого воздуха от ГТУ (например, на противообледенительную систему, отопление, внешние нужды);
- техническое состояние ГТУ.

Располагаемую мощность ГТУ определяют по следующей формуле [15]:

$$N_e^p = N_e^0 \cdot K_N \cdot K_t \cdot K_y \cdot K_n \cdot K_p, \quad (2.1)$$

где N_e^0 – номинальная мощность ГТУ;

K_N – коэффициент технического состояния ГТУ (по мощности);

K_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры атмосферного воздуха;

K_y – коэффициент, учитывающий влияние наличия утилизации тепла;

K_p – коэффициент учитывающий влияние высоты над уровнем моря;

K_n – коэффициент влияния относительной скорости вращения ротора силовой турбины; обычно учитывается в составе коэффициента K_N , т.е. принимается равным $K_N = 1,0$, специальный учёт требуется при существенной разнице номинальных частот вращения ГТУ и ЦБН (более 10%).

Коэффициент технического состояния ГТУ K_N принимают равным 0,95, если не имеется других оснований для принятия другой величины. В таблице Д.1 (приложение Д Норм технологического проектирования магистральных газопроводов [15]) приведены рекомендуемые величины K_N для разных типоразмеров, в том числе, и для ГТУ старых конструкций, для которых величина K_N меньше 0,95.

В большинстве методик коэффициент технического состояния по мощности определяется как отношение значения располагаемой мощности ГТУ, приведенной к стандартным условиям, к номинальной паспортной мощности агрегата [1]:

$$K_N = N_{\text{пр}} / N_0, \quad (2.2)$$

где $N_{\text{пр}}$ – эффективная действительная мощность ГТУ, работающая на номинальном режиме, приведенная к стандартным условиям.

N_0 – номинальная паспортная мощность ГТУ.

Под *номинальной паспортной мощностью* ГТУ понимается эффективная мощность, которую может развить установка, имеющая идеальное техническое состояние на номинальном режиме при стандартных стационарных условиях, либо паспортное значение номинальной мощности (среднее для ГТУ данного типа).

Учёт влияния температур атмосферного воздуха производят в соответствии с технической документацией конкретного типоразмера ГТУ. Рекомендуется следующая формула для определения коэффициента влияния [15]:

$$K_t = 1 - k_t \cdot (T_a - 288) / T_a, \quad (2.3)$$

где T_a – расчётная температура атмосферного воздуха на входе ГТУ, К;
 k_t – коэффициент, величины которого для некоторых типов ГТУ приведены в приложении Д [15]; для оценочных расчётов рекомендуется принимать $k_t = 3,0$.

Расчётная температура атмосферного воздуха на входе ГТУ определяется по формуле:

$$T_a = T_a^{\text{ср}} + 5, \quad (2.4)$$

где $T_a^{\text{ср}}$ – средняя температура атмосферного воздуха расчётного календарного периода, К, определяемая по данным СНиП 23-01-99 [18].

Коэффициент, учитывающий наличие на выхлопе ГТУ утилизатора тепла K_y , рекомендуется принимать 0,985 (для типичных водяных теплообменников).

Учёт высоты расположения КС над уровнем моря (K_p) производят по данным таблицы Е.1 (приложение Д Норм технологического проектирования магистральных газопроводов [15]).

Значение располагаемой мощности ГТУ не должно превышать 110% номинальной величины (в холодные периоды); если в результате расчёта получена большая величина, то следует принимать значение 110%.

Расчёт электроэнергии W , кВт·ч, для привода ЦБН должен вычисляться по формуле [15]:

$$W = N_n \cdot \tau / \eta_d \cdot \eta_m \quad (2.5)$$

где N_n – мощность, потребляемая ЦБН, кВт;

η_d , η_m – соответственно, КПД электродвигателя и мультипликатора; τ – время расчётного периода, час.

Величины η_d и η_m должны приниматься по паспортным данным или техническим условиям на конкретный вид оборудования. При отсутствии этих данных, для приближённых расчётов допускается принимать величины:

$\eta_d = 0,974 - 0,979$, $\eta_m = 0,95 - 0,98$ (η_d – в зависимости от номинала питающего напряжения и типа синхронного двигателя).

В процессе эксплуатации техническое состояние ЦБН изменяется, что приводит к изменению термогазодинамических характеристик нагнетателей.

Приведенные термогазодинамические характеристики центробежных нагнетателей весьма чувствительны к развитию различных видов неисправностей и загрязнению проточной части ЦБН. Это приводит к «сдвигу» действительных приведенных характеристик ЦБН относительно паспортных. Если при решении энерготехнологических характеристик задач транспорта газа не учитывать «сдвиг» приведенных термогазодинамических характеристик нагнетателей, то это может привести к серьёзным ошибкам при их решении.

Для решения целого ряда энерготехнологических и диагностических задач промысловой подготовки, хранения и магистрального транспорта природного газа необходимо знание рабочего процесса, конструкции, термогазодинамических характеристик центробежных нагнетателей и методов их определения.

2.3. Теплофизические характеристики природных газов

Современный уровень решения целого ряда технологических задач по эксплуатации и обслуживанию энергопривода компрессорных станций МГ связан с использованием законов как идеальных, так и реальных газов. В связи с этим специалистам, использующих те или иные методы инженерных расчётов, связанных с определением характеристик оборудования компрессорных станций (КС), необходимо знать основные понятия и определения природных газов, границы применимости законов идеальных газов, уметь определять теплофизические свойства природных газов, пользоваться понятиями и определениями термодинамики.

При гидравлических и тепловых расчётах МГ используются следующие физические величины: коэффициент сжимаемости, динамическая вязкость, удельная теплоёмкость и коэффициент Джоуля-Томсона [19].

В зависимости от способа получения и физико-химических свойств все газы условно можно разделить на природные и искусственные. Природный газ в настоящее время является основным видом топлива в системе городов и посёлков, ценным сырьём для химической промышленности. Различают три основных группы природных газов [20]:

- газы, получаемые из чисто газовых месторождений (сухие газы); состоят в основном из метана CH_4 до 98%;

- газы, получаемые из газоконденсатных месторождений; состоят из сухого газа и примеси конденсата (бензина, лигроина, керосина);
- попутные газы, получаемые из скважин нефтяных месторождений вместе с нефтью, состоят из смеси газов с газовым бензином и пропан-бутановой фракции.

Искусственный газ получают в результате термической обработки твёрдых и жидких топлив, а также подземной газификации углей. Основной состав этих газов – окись углерод, водород и азот.

В соответствии с ГОСТ 30319.0 -96 [21] идеальное газовое состояние – условное состояние газа или смеси газов, которое характеризуется отсутствием взаимодействия молекул газа, а сами молекулы не имеют собственного объёма. Реальный газ – газ, который действительно существует в природе, т.е. состояние этого газа характеризуется взаимодействием молекул, а сами молекулы имеют собственный объём.

Состояние любого газа принято характеризовать величинами, которые называются параметрами состояния. Наиболее распространёнными параметрами состояния являются: плотность, давление и температура. Кроме того, широко используются такие понятия как масса, теплоёмкость, работа, теплота, энтальпия, энтропия и т.д.

1. Температура является важнейшим термодинамическим параметром, определяющим состояние газа, степень его нагретости. В инженерной практике при измерении температуры газа используются две температурные шкалы: шкала Цельсия и шкала Кельвина. Показания температуры в градусах Кельвина (К) больше температуры, измеренной в градусах Цельсия (t) на 273,18 градуса ($T = t + 273,18$).

2. Молярная масса природного газа M , кг/кмоль, вычисляют на основе компонентного состава по формуле[15]:

$$M = \sum x_i M_i = x_1 M_1 + x_2 M_2 + \dots + x_n M_n, \quad (2.6)$$

где x_i – концентрация i-го компонента газа, доли ед.;

M_i – молярная масса i-го компонента газа, определяемая по ГОСТ 30319.1-2015 [22].

Киломоль (кмоль) – это количество вещества в килограммах, численно равное его мольной массе. Так, например, киломоль кислорода O_2 равен 32 кг, киломоль углекислого газа CO_2 – 44 кг и т.д. (1 киломоль = 1000 моль)

3. Давление (P) или нормальное напряжение – это отношение силы, действующей перпендикулярно к поверхности тела, на единицу этой поверхности[14]:

$$P = F_n / f, \quad (2.7)$$

где F_n – сила, действующая по нормали к поверхности тела, f – площадь поверхности тела, перпендикулярная к действующей силе.

Если силу F_n , приложенную к поверхности тела, измерять в ньютонах (Н), а площадь поверхности f – в квадратных метрах (m^2), то единицей давления будет ньютон на квадратный метр (H/m^2). Эта единица давления (в системе СИ) называется паскалем (Па). Наряду с паскалем, в практике проведения расчётов употребляются более крупные единицы – килопаскаль (кПа), равный 1000 Па, и мегапаскаль (МПа), равный 10^6 Па.

Кроме основных единиц для измерения давления используются и другие, так называемые внесистемные единицы: атмосфера ($1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$), бар ($1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$), миллибар, миллиметр ртутного столба (применяется для измерения давления в барометрах, жидкостных манометрах и др., в частности в медицине и метрологии; $1 \text{ мм. рт. ст.} = 133,332 \text{ Па}$; $1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 735 \text{ мм. рт. ст.}$) и миллиметр водяного столба ($1 \text{ мм. вод. ст.} = 9,8066 \text{ Па}$).

4. Плотность газа (ρ) - отношение массы газа m к занимаемому им объёму V [21]:

$$\rho = m / V \quad (2.8)$$

Плотность природного газа, транспортируемого по МГ, ρ , кг/м^3 , при стандартных условиях ($P_c = 0,1013 \text{ МПа}$ и $T_c = 293,15 \text{ К}$) вычисляют по формуле [15]:

$$\rho_c = 10^3 \cdot M \cdot P_c / R_{\eta} \cdot T_c \cdot Z_c \quad (2.9)$$

где $R_{\eta} = 8,31451 \text{ кДж/кмоль}$;

K – универсальная газовая постоянная;

Z_c – коэффициент сжимаемости природного газа при стандартных условиях.

5. Относительная плотность газа по воздуху (Δ) определяется по формуле:

$$\Delta = \rho_c / \rho_v, \quad (2.10)$$

где ρ_c – плотность газа;

ρ_v – плотность сухого воздуха при нормальных (стандартных) условиях (атмосферном давлении $p_{\text{ст}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$, температуре $T_{\text{ст}} = 288,15 \text{ К}$) равна $1,225 \text{ кг/м}^3$.

6. Коэффициент сжимаемости газов (z) характеризует отличие реальных газов от идеальных [23]. Свойства реальных газов значительно отличаются от свойств идеальных газов, причём отличия тем значительнее, чем выше давление и ниже температура. Это объясняется тем, что молекулы реальных газов имеют конечный объём и между ними существуют силы межмолекулярного взаимодействия. Поэтому при высоких давлениях реальные газы труднее сжать, чем идеальные, поскольку в этой области преобладают силы межмолекулярного отталкивания; по мере уменьшения температуры эффект межмолекулярного притяжения увеличивается.

Уравнение состояния идеального газа (уравнение Клайперона – Менделеева) устанавливает связь между объёмом V , давлением P и абсолютной температурой T :

$$PV = nRT, \quad (2.11)$$

где $n = \frac{m}{M}$ (m – масса газа, кг; M – молярная масса газа, кг/кмоль);

n – число молей газа;

P – давление газа, Па;

V – объём газа, м³;

T – абсолютная температура, К;

R – универсальная газовая постоянная, равная 8,31451 Дж/(моль·К).

Для реальных газов произведение объёма на давление (PV) при постоянной температуре не является постоянной величиной. С ростом давления это произведение вначале уменьшается до определённого предела, а затем с увеличением давления увеличивается.

При практических расчётах для оценки степени указанных отклонений в уравнение Клайперона вводится поправочный коэффициент z . Этот коэффициент получил название коэффициента (фактора) сжимаемости. Уравнение Клайперона – Менделеева с учётом коэффициента сжимаемости имеет вид:

$$PV = znRT, \quad (2.12)$$

Коэффициент сжимаемости зависит от природы вещества, температуры, давления и может быть найден экспериментально или расчётным путём.

Существует около десятка методик расчёта коэффициента сжимаемости газа [19, 24 и др.]. Их выбор выполняется в соответствии с теми условиями газовой среды, которые типичны для конкретного оборудования. Часто в расчётах пользуются так называемыми приведенными давлениями и температурами.

Приведенным давлением $P_{пр}$ называется отношение давления газа P к его критическому давлению $P_{кр}$: $P_{пр} = P / P_{кр}$.

Критическим давлением $P_{кр}$ называется такое давление, при котором и выше которого никаким повышением температуры жидкость уже не может быть превращена в пар.

Приведенной температурой газа $T_{пр}$ называется отношение абсолютной температуры газа T к его критическому значению $T_{кр}$: $T_{пр} = T / T_{кр}$.

Критической температурой $T_{кр}$ называется такая температура, при которой и выше которой ни при каком повышении давления нельзя конденсировать пар.

Для расчётов по условиям эксплуатации магистральных газопроводов коэффициент сжимаемости газа рассчитывается в соответствии с Методикой

определения норм расхода и нормативной потребности в природном газе на собственные технологические нужды магистрального транспорта газа [25], ГОСТ 30319.2 – 96 [26] и ГОСТ 30319.3 –2015 [27].

Для идеального газа коэффициент сжимаемости z равен единице. Для реальных газов z может, в общем случае быть как меньше единицы, так и больше её.

7. Динамическая вязкость газа (μ) – величина, характеризующая внутреннее трение между соседними слоями газа, движущимися с разными скоростями. Единица динамической вязкости в СИ является паскаль·секунда. $1 \text{ П}\cdot\text{с} = 1 \text{ кг/м}\cdot\text{с}$.

В соответствии с ГОСТ 30319.1-2015 [22] коэффициент динамической вязкости (вязкость) – это физическое свойство среды, характеризующее сопротивление её течению под действием внешних сил. Количественно вязкость определяется величиной касательной силы, которая должна быть приложена к единице площади сдвигаемого слоя, чтобы поддержать в этом слое течение с постоянной скоростью относительного сдвига, равной единице.

Расчёт коэффициента динамической вязкости осуществляется в соответствии с ГОСТ 30319.3 -2015 [27], а также в соответствии с методиками, описанными в работах [19] и [24].

8. Удельная теплоёмкость (c_p) – это физическая величина, численно равная количеству теплоты, которое необходимо передать единичной массе данного вещества, чтобы его температура изменилась на один градус в определённом процессе. Измеряется в Дж/кг·К.

Удельная теплоёмкость рассчитывается по следующей формуле:

$$c = Q / m \cdot \Delta T, \quad (2.13)$$

где Q – количество теплоты, полученное веществом при нагревании (Дж),

m – масса нагреваемого тела (кг),

ΔT – разность конечной и начальной температур вещества (К).

Удельная теплоёмкость c – величина переменная, зависящая от температуры и давления, а для идеальных газов – только от температуры.

На практике наиболее часто используются теплоёмкости изобарного (при постоянном давлении) и изохорного (при постоянном объёме) процессов. Эти теплоёмкости называются изобарной и изохорной и обозначаются соответственно c_p и c_v . При этом $c_p - c_v = R$ (газовая постоянная).

Удельная теплоёмкость c_p определяются по следующей формуле [19]:

$$c_p = 1,696 + 1,838 \cdot 10^{-3} T + 1,96 \cdot 10^6 \frac{P - 0,1}{T^3} \quad (2.14)$$

9. Коэффициент Джоуля-Томсона (D_L) При движении природного газа через сопротивление (регулирующие клапаны ГРС и ГРП, трубопроводы,

фильтры и т.д.) особенно при резком падении давления, наблюдается снижение температуры газа. На газораспределительных станциях снижение температуры вызывает обмерзание трубопроводов, запорных регулирующих и измерительных устройств и приводит к образованию гидратов в трубопроводах. Это явление называется эффектом дросселирования (дроссельным процессом, эффектом Джоуля-Томсона).

Характеристикой дроссельного процесса или коэффициентом Джоуля-Томсона называется предел отношения изменения температуры газа к изменению его давления в изоэнтальпийном процессе [28]:

$$D_i = \lim \left(\frac{\Delta t}{\Delta p} \right)_i = \left(\frac{\partial t}{\partial p} \right)_i = D_i(i, p). \quad (2.15)$$

Для идеальных газов

$$D_i = \left(\frac{\partial t}{\partial p} \right)_i = 0, \quad (2.16)$$

В соответствии с ГОСТ Р 8.740 -2011 [29] коэффициент Джоуля-Томсона – это отношение изменения температуры среды к соответствующему изменению её давления при постоянной энтальпии.

Энтальпией Н (теплосодержанием, тепловой функцией) называется функция состояния термодинамической системы, равная сумме её внутренней энергии (U) и произведения давления (p) на объём системы (V), выраженной в тех же единицах:

$$H = U + pV \quad (2.17)$$

Для реального газа энтальпия определяется как функция двух переменных – температуры и давления ; для идеальных газов – как функция только одной температуры.

Изоэнтальпийным называется термодинамический процесс, в котором энтальпия системы остаётся неизменной.

Коэффициент Джоуля-Томсона D_i (К/МПа) газа определяется по формуле [19]:

$$D_i = \frac{1}{c_p} \left(\frac{0,980 \cdot 10^6}{T^2} - 1,5 \right) \quad (2.18)$$

Дросселирование большинства газов при обычных температурах и давлениях сопровождается охлаждением газа (положительный коэффициент Джоуля-Томсона). При некоторых условиях (температура и давление) дросселирование сопровождается нагреванием газа (отрицательный коэффициент Джоуля-Томсона). Коэффициент Джоуля-Томсона при некоторых значениях давления и температуры может обращаться в нуль.

Совокупность точек, в которых коэффициент Джоуля-Томсона равен нулю, называется линией инверсии.

Дросселирование используется для сжижения и глубокого охлаждения газов. Последнее осуществляется на установках низкотемпературной

сепарации при подготовке газа к дальнему транспорту. Кроме того, дросселирование применяется при трубопроводном транспортировании природного газа – для регулирования давления и изменения расхода газа.

Дросселирование может привести к обмерзанию запорных, регулирующих и измерительных устройств, а также образованию в газопроводах газовых гидратов. Вследствие дросселирования температура газа в магистральных газопроводах может опускаться ниже температуры окружающей среды. Данный эффект является одним из методов получения низких температур.

2.4. Пропускная способность и взаимосвязь технологических и энергетических характеристик трубопроводного транспорта газа

В настоящее время всё более актуальными становятся задачи определения пропускной способности действующих технологических участков магистральных газопроводов, зависящих от пропускной способности линейных участков и возможностей КС по прокачке газа в реальных условиях, запирающих участков магистральных газопроводов, а также выбор способов их устранения, что обеспечит приём в МГ новых газовых потоков.

В соответствии с Нормами технологического проектирования магистральных газопроводов [15] *пропускная способность газопровода* – это расчётное суточное количество газа, которое может быть передано по газопроводу при стационарном режиме, максимальном использовании располагаемой мощности газоперекачивающих агрегатов и заданных расчётных параметрах: граничных условиях в начале и в конце газопровода, рабочем давлении по трассе, гидравлической эффективности, температуре окружающего воздуха и грунта, температуре охлаждения газа и т.п.

Пропускная способность и режимы работы магистрального газопровода (МГ) определяется совместной работой КС и линейных участков, его составляющих. При этом режимы работы отдельных КС и участков, в связи с различием их геометрических размеров, давления и температуры газа, значительно отличаются, что диктует необходимость поочерёдного расчёта всех элементов системы. Выходные параметры одного элемента являются входными параметрами следующего за ним. Таким образом, поочерёдно следуют расчёты работы участков и компрессорных станций. На каждом этапе ведётся проверка соответствия полученных параметров условиям нормальной работы газопровода и оптимальности режима.

По аналогичной схеме будет работать автоматическая модель МГ при расчётах на ЭВМ. Для её реализации требуется формализовать работу

основных элементов системы: участок, газоперекачивающий агрегат (ГПА), пылеуловитель (ПУ), аппарат воздушного охлаждения (АВО).

Основным расчётным уравнением для участка МГ является уравнение пропускной способности. В общем случае пропускная способность участка зависит от его длины, внутреннего диаметра труб, перепада давлений, физических свойств газа и рельефа трассы газопровода.

Расчёт работы участка МГ осуществляется с помощью формул, представленных в Нормах технологического проектирования магистральных газопроводов [15]. Так, пропускная способность одностороннего газопровода в нормальных условиях (млн. м³/сутки при 293,15 К и 0,1013 МПа) для всех режимов течения газа, без учёта рельефа трассы газопровода (разница вертикальных отметок менее 100м) вычисляется по формуле:

$$q = 3,32 \cdot 10^{-6} \cdot d^{2,5} \cdot \sqrt{\frac{P_n^2 - P_k^2}{\lambda \cdot \Delta \cdot T_{cp} \cdot Z_{cp} \cdot L}}, \quad (2.19)$$

где d – внутренний диаметр трубы, м; P_n, P_k – абсолютные давления в начале и конце участка газопровода, соответственно, МПа; Δ – относительная плотность газа по воздуху; T_{cp} – средняя по длине газопровода температура транспортируемого газа, К; Z_{cp} – средний по длине газопровода коэффициент сжимаемости газа, безразмерный; L – длина участка газопровода, км; λ – коэффициент гидравлического сопротивления участка газопровода, безразмерный.

Для определения пропускной способности участка необходимо определить:

- коэффициент гидравлического сопротивления;
- среднее давление газа на участке;
- среднюю температуру газа на участке;
- физические свойства газа при P_{cp} и T_{cp} .

Коэффициент гидравлического сопротивления (λ). Гидравлическим сопротивлением называют потери удельной энергии при переходе её в теплоту на участках гидравлических систем, которые вызваны вязким трением.

Закономерности изменения гидравлического сопротивления для капельной жидкости и для газа одни и те же. Поэтому нет принципиальных различий в расчёте коэффициента гидравлического сопротивления для нефтепроводов и газопроводов. Как и для капельной жидкости, коэффициент гидравлического сопротивления при перекачке газа является функцией числа Рейнольдса и шероховатости внутренней поверхности стенки трубы.

В настоящее время для расчёта коэффициента сопротивления трению отраслевыми нормами проектирования [15] рекомендуется универсальная формула ВНИИгаза:

$$\lambda_T = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2k}{D} \right)^{0,2} \quad (2.20)$$

где k – эквивалентная шероховатость труб (для труб без внутреннего гладкостного покрытия следует принимать равным 0,03 мм; для труб с внутренним гладкостным покрытием – равным 0,01 мм);

D – внутренний диаметр трубы, мм.

Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса – отношение силы инерции к силе вязкости потока, рассчитываемое по формуле [29]:

$$Re = \frac{wD\rho}{\mu} = \frac{4q_m}{\pi\mu D} = \frac{4q_c\rho_c}{\pi\mu D} = \frac{4q_v\rho}{\pi\mu D}, \quad (2.21)$$

где w – скорость потока газа, м/с;

ρ, ρ_c – плотность газа при рабочих и стандартных (абсолютное давление $P_c = 0,101325$ МПа, абсолютная температура $T_c = 293,15$ К) условиях соответственно, кг/м³;

q_m – массовый расход газа, кг/с (масса газа, протекающей через заданную площадь поперечного сечения потока в единицу времени);

q_c – объёмный расход среды, приведенный к стандартным условиям, м³/с;

q_v – объёмный расход газа при рабочих условиях (давление и температура среды при которых выполняют измерение её расхода и (или) количества), м³/с;

μ – динамическая вязкость газа, Па·с.

Число Рейнольдса – это величина, которая характеризует режим течения газа в трубе. При малых значениях Re наблюдается ламинарное течение, а начиная с некоторого значения Re , называемого критическим, течение становится турбулентным.

Ламинарный режим – слои потока газа являются параллельными, их скорость увеличивается в направлении от стенок к оси трубопровода.

Турбулентный режим (гладкостенный, доквадратичный, квадратичный) – движение частиц потока происходит по запутанным, хаотическим траекториям.

Переходный режим – переход от ламинарного к турбулентному режиму при определённой скорости движения газа. Эта скорость называется критической. Переходный режим характерен при неполной загрузке магистрального газопровода, когда толщина ламинарного подслоя становится одного порядка с высотой выступов шероховатости.

При полной загрузке МГ чаще всего работают в квадратичной зоне (влияние Re незначительно) и в этом случае λ_T при рекомендуемом значении $k = 0,03$ мм определяется по формуле [19]:

$$\lambda_T = \frac{0,03817}{D^{0,2}}, \quad (2.22)$$

При определении гидравлического сопротивления учитывают возможность засорения трубопровода а в процессе эксплуатации и наличие местных сопротивлений.

Коэффициент гидравлического сопротивления участка газопровода λ вычисляют по формуле [15]:

$$\lambda = \lambda_T / E^2 \quad (2.23)$$

где E – коэффициент гидравлической эффективности, безразмерный, принимается равным 0,95. Допускается принимать другие значения E при соответствующем обосновании[15];

Пропускная способность МГ определяется пропускной способностью технологических участков, составляющих газопровод, а пропускная способность технологических участков зависит от пропускной способности КС и линейных участков, входящих в них.

Для определения запирающего участка газопровода проводится сопоставление действительной пропускной способности линейного участка МГ и производительности компрессорной станции в условиях полного использования установленной мощности энергопривода при максимально допустимом значении давления природного газа на выходе КС, действительном составе природного газа и фактическом состоянии внутренней поверхности газопровода.

В случае, если пропускная способность линейного участка меньше пропускной способности КС, то запирающим участком является линейный участок газопровода. В случае, если пропускная способность КС меньше пропускной способности линейного участка, от запирающим участком является КС.

Если в качестве объекта исследования рассмотреть технологический участок, то запирающим участком является компрессорная станция или линейный участок МГ, способные обеспечить самую низкую подачу газа по рассматриваемому технологическому участку.

Если запирающим участком является линейный участок газопровода, для решения задачи устранения запирающего участка необходимо повысить пропускную способность этого участка. Это можно достичь за счёт:

- увеличения значения коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб E на участке;
- повышения суммарного проходного сечения многониточного газопровода в результате прокладки новой нитки или установки лупингов;
- повышения максимально допустимого давления на входе в линейный участок в результате ремонтных работ по замене труб с пониженным разрешённым давлением;

- понижения средней температуры природного газа T на линейном участке за счёт повышения тепловой мощности системы охлаждения природного газа предыдущей КС.

При этом следует учитывать, что увеличение значения коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб E на линейном участке, повышая пропускную способность рассматриваемого технологического участка в целом, не устраняет запирающий – линейный участок газопровода. Он остаётся запирающим, так как рост эффективности внутренней поверхности линейного участка газопровода E приводит ещё в большей степени к увеличению производительности КС.

При условии, когда запирающим участком является КС, следует рассмотреть и сопоставить следующие способы его устранения:

- увеличить мощность системы компримирования на КС за счёт установки ГПА нового поколения;
- увеличить мощность системы компримирования на КС за счёт восстановления технического состояния ГПА;
- повысить эффективность внутренней поверхности линейного участка газопровода за счёт увеличения числа чисток или при постоянном контроле за состоянием внутренней поверхности линейного участка газопровода.

Для реализации способа устранения запирающего участка – КС за счёт увеличения суммарной установленной мощности станции необходимо определить дополнительную требуемую мощность КС.

Способ устранения запирающих участков газопровода за счёт установления новых ГПА на КС связан с большими затратами на покупку новых агрегатов. Тем не менее, он может быть вполне экономически оправдан в случае, если запланирована замена агрегата из-за его морального и физического старения, и вместо него на КС устанавливается ГПА нового поколения более высокой единичной мощности.

Повышение действительной мощности системы компримирования КС можно добиться также за счёт восстановления технического состояния установленных на станции ГПА. В процессе эксплуатации ГПА их техническое состояние ухудшается, что приводит к падению мощности и КПД, а, следовательно, к уменьшению пропускной способности газопровода.

В качестве другого способа устранения запирающих участков МГ может быть способ, связанный с повышением коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности трубопроводов. Повышение коэффициента можно осуществить за счёт изменения периодичности чисток газопровода, которые осуществляются за счёт использования очистных устройств.

При этом простое увеличение числа чисток может не дать нужного результата, т.к. они могут проводиться при удовлетворительном состоянии внутренней поверхности труб. В связи с этим целесообразно проводить чистки внутренней поверхности труб «по состоянию».

Таким образом, повышение пропускной способности технологических участков МГ может быть достигнуто за счёт:

- восстановления технического состояния газоперекачивающего оборудования;
- модернизации ГПА;
- замены технически изношенных и морально устаревших ГПА на агрегаты нового поколения и т.д.

Для определения запирающих участков МГ необходимо определить пропускную способность всех объектов участка. При этом наименьшая пропускная способность и является фактической пропускной способностью всего участка.

Экономически обоснованный выбор способа устранения запирающих участков МГ следует производить по методике определения эффективности инвестиций, направленных на внедрение мероприятий по энергосбережению[7].

Данная методика определения и устранения запирающих участков МГ может быть использована для анализа работы участков МГ, состоящих из нескольких КС. При этом кроме проанализированных способов устранения запирающих участков может быть рассмотрена возможность ликвидации запирающих участков за счёт перераспределения нагрузки между УКС.

2.5. Определение температуры и давления природного газа на границах линейных участков газопроводов

Задача определения динамики изменения температуры и давления природного газа по длине газопровода при неизотермическом течении включает в себя:

1. расчёт температурного поля вокруг газопровода;
2. аналитико-экспериментальное определение коэффициента теплопередачи от природного газа в окружающую среду;
3. расчёт динамики изменения температуры и давления природного газа по длине участка газопровода.

Цель решения задачи – прогнозирование температуры и давления природного газа на входе и выходе из рассматриваемого линейного участка при возможных режимах работы МГ.

При выборе расчётных соотношений для определения температуры и давления природного газа на границах линейного участка газопровода необходимо опираться на опытные данные, которые дают возможность оценить точность математического описания процесса неизотермического течения природного газа. При этом следует выбирать такие математические соотношения, которые наиболее точно описывают эксплуатационные характеристики в определённых диапазонах режимных параметров, несмотря на их сложность.

Уравнения распределения температуры газа по длине участка газопровода получены при различных условиях однозначности с

использованием уравнений количества движения, энергии, состояния, Бернулли, сохранения массы, первого начала термодинамики, распределения потенциальной работы и др. [1].

Тепловой расчёт газопроводов. Определение теплового режима газопроводов необходимо для [15]:

1. прогноза пропускной способности газопровода;
2. выбора расстояния между КС;
3. выявления зон гидратообразования;
4. выявления величины термических напряжений в трубах;
5. обоснования наиболее эффективного способа прокладки и уровня охлаждения газа.

Тепловые расчёты газопроводов выполняют по отдельным расчётным участкам, на протяжении которых расход газа и условия его теплообмена не изменяются.

При тепловых расчётах газопроводов за расчётный период принимают сутки, месяц, квартал, год.

Температура движущегося в трубопроводе газа зависит от физических условий движения и от теплообмена с окружающей средой.

Температуру газа T_k в любой точке однониточного газопровода при любом способе прокладки вычисляют по формуле [15]:

$$T = T_0 + (T_n - T_0) \cdot e^{-ax} - D_i \frac{P_n^2 - P_k^2}{2 \cdot a \cdot L \cdot P_{cp}} \cdot (1 - e^{-ax}), \quad (2.24)$$

$$ax = 0,225 \cdot 10^6 \cdot \frac{k_{cp} \cdot d_n \cdot x}{q \cdot \Delta \cdot c_p \cdot 10^6}$$

где ax – безразмерный критерий Шухова; T_0 – расчётная температура окружающей среды, К; T_n – температура газа в начале участка газопровода, при отсутствии охлаждения газа на КС температуру T_n следует принимать равной температуре газа на выходе из компрессорного цеха, при наличии охлаждения газа величина T_n должна приниматься равной температуре газа на выходе из системы охлаждения, К; P_n , P_k – соответственно, начальное и конечное абсолютное давление газа на участке, МПа; P_{cp} – среднее давление газа на участке, МПа; x – расстояние от начала газопровода до рассматриваемой точки, км; d_n – наружный диаметр газопровода, м; k_{cp} – средний на участке общий коэффициент теплопередачи от газа в окружающую среду, Вт/(м²·К); D_i – среднее на участке значение коэффициента Джоуля-Томсона, К/МПа; Δ – относительная плотность газа по воздуху, q – пропускная способность газопровода, млн.м³/сут; c_p – средняя изобарная теплоёмкость газа, Вт/(м²·К); L – длина участка газопровода, км.

При расчёте температуры потока природного газа по длине рассматриваемого участка газопровода следует использовать усреднённые по месяцам значения коэффициента теплопередачи, полученные на основе обработки эксплуатационных характеристик рассматриваемого технологического участка магистрального газопровода.

Среднюю температуру газа на участке газопровода T_{cp} вычисляют по формуле [15]:

$$T = T_0 + \frac{T_n - T_0}{aL} (1 - e^{-ax}) - D_i \frac{P_n^2 - P_k^2}{2aLP_{cp}} \left(1 - \frac{1}{aL} (1 - e^{-ax}) \right), \quad (2.25)$$

Среднюю изобарную теплоёмкость природного газа C_p для природных газов с содержанием метана более 80% в диапазоне температур 250- 400 К, при давлении до 15 МПа вычисляют по формуле [15]:

$$C_p = R (E_0 + E_1 P_{пр} + E_2 P_{пр}^2 + E_3 P_{пр}^3) \quad (2.26)$$

Среднее значение коэффициента Джоуля-Томсона D_i для природных газов с содержанием метана более 80% в диапазоне температур 250 -400 К при давлениях до 15 МПа вычисляют по формуле [15]:

$$D_i = H_0 + H_1 P_p + H_2 P_{пр}^2 + H_3 P_{пр}^3 \quad (2.27)$$

Выбор расчётной температуры окружающей среды T_0 и коэффициента теплопередачи K_{cp} производится в зависимости от способа прокладки газопровода – подземного, надземного, наземного.

Значения коэффициента теплопередачи от природного газа в окружающую среду зависят от типа породы, её влажности, агрегатного состояния влаги в породе и может меняться от 0,5 до 3,5 Вт/(м²·К) [30].

При проектировании газопроводов для определения коэффициента теплопередачи прибегают к использованию полуэмпирических соотношений, которые получены на основе обработки экспериментальных данных по теплофизическим свойствам грунтов в месте прокладки газопровода, глубине укладки, диаметру трубопровода, среднемесячной скорости ветра, толщине снежного покрова и т.д. При теоретическом определении среднего коэффициента теплопередачи K_{cp} практически невозможно учесть физическое изменение теплофизических свойств грунтов по длине рассматриваемого участка.

В связи с этим при расчёте температуры потока природного газа по длине рассматриваемого участка газопровода следует использовать усреднённые по месяцам значения коэффициента теплопередачи, полученные на основе обработки эксплуатационных характеристик рассматриваемого технологического участка МГ.

Соотношение для расчёта среднего опытного коэффициента теплопередачи от природного газа в окружающую среду на рассматриваемом действующем участке можно получить из математического выражения первого начала термодинамики по внешнему балансу [1]:

$$k_m = \frac{G}{\pi \cdot D_n \cdot L} \cdot \frac{h_1 - h_2}{\bar{t}_n - t_{cp}}, \quad (2.28)$$

где G – массовый расход природного газа;

D_n – наружный диаметр газопровода; L – длина линейного участка;

h_1 и h_2 – удельная энтальпия природного газа на входе и выходе рассматриваемого линейного участка МГ, может быть определена из расчётного соотношения, полученного на основе обобщения опытных данных в зависимости от термобарических характеристик (p , T) и состава природного газа ($r_{мет}$);

$t_{пг}$ – температура природного газа;

$t_{гр}$ – температура грунта.

Температура и давление природного газа на входе (t_1, p_1) и выходе (t_2, p_2) линейных участков МГ, массовый расход природного газа G и его состав, в частности молярная концентрация метана ($r_{мет}$) являются характеристиками, значения которых фиксируются в процессе эксплуатации МГ. Это даёт возможность определять из соотношения (2.28) значения среднего коэффициента теплопередачи ($K_{ср}$) от потока природного газа в окружающую среду на рассматриваемом линейном участке МГ и использовать их при решении задач прогнозирования и оптимизации режимов работы газопроводов.

Определение падения давления. В соотношения для определения температуры природного газа на границах линейного участка газопровода (t_1 или t_2) входит величина падения давления природного газа по рассматриваемому линейному участку МГ ($p_1 - p_2$), обусловленного гидравлическими потерями в газопроводе,

Падение давления природного газа на линейном участке однониточного газопровода, обусловленного гидравлическими потерями в газопроводе (преодоление сил трения в потоке и о стенки трубопровода), находится в результате совместного решения уравнения распределения потенциальной работы (одной из форм представления уравнения Бернулли)

$$\delta w^* = \delta w - d\left(\frac{c^2}{2}\right) - g \cdot dz_g - \delta w^{**} \quad (2.29)$$

и Дарси – Вейсбаха для горизонтальных труб [1]

$$\frac{dp}{dx} = -\lambda \cdot \frac{\rho \cdot c^2}{2 \cdot D_{\kappa\kappa}} = -\lambda \cdot \frac{u^2}{2 \cdot \rho \cdot D_{\kappa\kappa}}, \quad (2.30)$$

где δw^* - удельная эффективная (полезная) потенциальная работа; δw – потенциальная работа; δw^{**} - удельная потенциальная работа на преодоление гидравлического сопротивления (необратимых потерь); dz_g – изменение положения центра тяжести потока на элементарном участке, g - ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $d(c^2/2)$ – изменение кинетической энергии 1 кг природного газа на элементарном участке газопровода; $g dz_g$ – изменение удельной потенциальной энергии потока газа; δ – неполный дифференциал;

dp – падение давления потока газа на элементарном участке газопровода dx с учётом сопротивления трения и местных сопротивлений; c и u – линейная и массовая скорости потока газа на элементарном участке газопровода; λ – приведенный действительный коэффициент гидравлического сопротивления, учитывающий трение и местные сопротивления; ρ – средняя плотность природного газа на рассматриваемом элементарном участке газопровода; $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр газопровода; dx – длина элементарного участка газопровода.

Коэффициенты гидравлического сопротивления трения λ на линейном участке МГ в зависимости от режима течения и эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб определяются по следующим соотношениям [1]:

- для ламинарного режима ($Re < 2 \cdot 10^3$)

$$\lambda = 64/Re; \quad (2.31)$$

- для зоны гладкостенного режима ($Re = 2 - 4 \cdot 10^3$)

$$\lambda = 0,1844/Re^{0,2}; \quad (2.32)$$

- для переходного режима $Re > 4 \cdot 10^3$

$$\lambda = 0,067 (158/Re + 2k/D_{\text{вн}})^{0,2}; \quad (2.33)$$

- для зоны квадратичного режима ($158/Re \ll 2k/D$)

$$\lambda = 0,067 (2k/D)^{0,2}; \quad (2.34)$$

- для зоны квадратичного режима при значении эквивалентной шероховатости $k_s = 0,03$ мм

$$\lambda = 0,03817/D^{0,2} \quad (2.35)$$

Приведенный коэффициент гидравлического сопротивления ($\lambda_{\text{пр}}$) на линейном участке МГ с учётом сопротивления трения и местных сопротивлений (краны, переходы, подкладные кольца) при проектировании рекомендуется определять по соотношению:

$$\lambda_{\text{пр}} = 1,05\lambda_{\text{тр}} \quad (2.36)$$

В процессе неизотермического течения природного газа по горизонтальному газопроводу эффективная потенциальная работа не производится $\delta w^* = 0$, а работа необратимых потерь определяется падением потока газа на рассматриваемом участке газопровода в результате трения и местных сопротивлений и составляет

$$\delta w^* = \lambda \cdot \frac{c^2}{2 \cdot D_{\text{вн}}} \cdot dx = \lambda \cdot \frac{u^2}{2 \cdot \rho^2 \cdot D_{\text{вн}}} \cdot \quad (2.37)$$

С учётом указанных особенностей неизотермического течения природного газа на участке газопровода и соотношений (2.29), (2.37) исходное выражение для вывода формулы расчёта падения давления природного газа на линейном участке газопровода имеет следующий вид:

$$\frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + g \cdot dz + \lambda \cdot \frac{c^2}{2D_{\text{ин}}} \cdot dx = 0. \quad (2.38)$$

После умножения всех членов уравнения на среднюю плотность природного газа на рассматриваемом элементарном участке газопровода ρ и незначительных преобразований соотношения (2.38) получаем следующее выражение:

$$\frac{p \cdot dp}{pv} + u^2 \cdot \frac{dv}{v} + g \cdot dz \cdot \rho^2 + \lambda \cdot \frac{u^2}{2D_{\text{ин}}} \cdot dx = 0. \quad (2.39)$$

где v – средний удельный объём природного газа на рассматриваемом элементарном участке газопровода dx , $v = 1/\rho$.

После принятия граничных условий на рассматриваемом линейном участке газопровода:

- при $x = 0$ $p = p_1$, $v = v_1 z_g = z_{g1}$;
- при $x = x$ $p = p_x$, $v = v_x z_g = z_{gx}$

и в результате проведения интегрирования уравнения (2.39) по длине рассматриваемого линейного участка газопровода получаем следующее соотношение:

$$\frac{p_x^2 - p_1^2}{2(pv)_m} + u^2 \cdot \ln \frac{v_x}{v_1} + g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{gx} - z_{g1}) + \lambda \cdot \frac{u^2}{2D_{\text{ин}}} \cdot x = 0, \quad (2.40)$$

которое после разделения переменных преобразуется в выражение для определения массовой скорости потока природного газа по участку газопровода:

$$u = \sqrt{\left(\frac{p_1^2 - p_x^2}{(pv)_m} + 2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{g1} - z_{gx}) \right) \times 1 / \left(2 \ln \frac{v_x}{v_1} + \frac{\lambda \cdot x}{D_{\text{ин}}} \right)}, \quad (2.41)$$

где $z_{g1}; z_{gx}$ - геодезический уровень укладки трубы газопровода на входе и выходе рассматриваемого линейного участка, м.

Если рассматривать линейный участок газопровода между соседними КС, расстояние между которыми составляет L , выражение для определения массовой скорости потока природного газа принимает следующий вид:

$$u = \sqrt{\left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{(pv)_m} + 2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{g1} - z_{g2}) \right) \times 1 / \left(2 \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{\lambda \cdot L}{D_{\text{ин}}} \right)}. \quad (2.42)$$

Единицы измерения всех размерных величин представлены в международной системе единиц измерения (СИ).

Анализ профиля трасс и результатов обработки характеристик режимов работы современных газопроводов показал, что влияние изменения кинетической энергии потока природного газа на падение давления газа на линейном участке можно пренебречь, т.к. величина, отвечающая за это влияние $2 \ln (v_2/ v_1)$, составляет менее 0,3% от величины, определяющей уровень влияния работы необратимых потерь на падение давления природного газа на линейном участке ($\lambda \cdot L/ D_{вн}$)

$$\frac{\lambda \cdot L}{D_{вн}} \gg 2 \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (2.43)$$

Выражение для расчёта массовой скорости природного газа при установившемся неизотермическом режиме течения на линейном участке (2.42) с высокой степенью точности при использовании уравнения состояния реального газа может быть представлено в следующем виде:

$$\begin{aligned} u &= \sqrt{\left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{(pv)_m} + 2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{г1} - z_{г2}) \right) \times \frac{D_{вн}}{\lambda \cdot L}} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{z_m \cdot R \cdot T_m} + 2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{г1} - z_{г2}) \right) \times \frac{D_{вн}}{\lambda \cdot L}}, \end{aligned} \quad (2.44)$$

где R – характеристическая газовая постоянная транспортируемого природного газа,

С учётом соотношения (2.44) для расчёта массового расхода природного газа (G) по линейному участку газопровода между соседними КС получаем следующее соотношение:

$$\begin{aligned} G = u \cdot f &= \frac{\pi \cdot D_{вн}^2}{4} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{z_m \cdot R \cdot T_m} + 2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{г1} - z_{г2}) \right) \times \frac{D_{вн}}{\lambda \cdot L}} = \\ &= \frac{\pi \cdot D_{вн}^{2,5}}{4} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_1^2 - p_2^2}{z_m \cdot R \cdot T_m} + 2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{г1} - z_{г2}) \right) \times \frac{1}{\lambda \cdot L}}. \end{aligned} \quad (2.45)$$

где f – площадь поперечного сечения газопровода.

Массовый расход газа, кг/с – масса газа, протекающего через первичный преобразователь расхода в единицу времени [31].

Анализ результатов обработки режимных характеристик участков газопроводов показывает, что в случае, если отсутствует информация о профиле трассы или геодезических уровнях укладки трубы газопровода на входе и выходе рассматриваемого линейного участка, Δz_g не превышает 50 м (в этом случае влияние изменения потенциальной энергии потока

природного газа, обусловленного изменением центра тяжести потока, на падение давления потока газа составляет менее 1%), из соотношения для расчёта массового расхода природного газа по линейному участку можно исключить слагаемое ($2g \cdot \rho_m^2 \cdot (z_{g1} - z_{g2})$), что приводит соотношение (2.45) к следующему виду:

$$G = \frac{\pi \cdot D_{\text{ин}}^{2.5}}{4} \cdot \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{z_m \cdot R \cdot T_m \cdot \lambda \cdot L}}. \quad (2.46)$$

В настоящее время в большинстве случаев расход газа по газопроводу задаётся в виде *коммерческого расхода* (Q_k , млн.м³/сут.) – объёмного расхода, приведенного к стандартным условиям ($t_{\text{ст}} = 20^\circ\text{C}$, $p_{\text{ст}} = 0,1013$ МПа).

Объёмный расход газа, м³/с – объём газа при рабочих условиях, протекающего через первичный преобразователь расхода в единицу времени [31].

С использованием соотношения (2.46) и уравнения состояния идеального газа, которому подчиняется природный газ при стандартных условиях, получаем выражение для коммерческого расхода природного газа:

$$Q_k = \frac{K \cdot G}{p_{\text{ст}}} = \frac{K \cdot G \cdot R \cdot T_{\text{ст}}}{p_{\text{ст}}} = \frac{K \cdot T_{\text{ст}} \cdot \pi \cdot D_{\text{ин}}^{2.5}}{4 p_{\text{ст}}} \cdot \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot R}{z_m \cdot T_m \cdot \lambda \cdot L}}, \quad (2.47)$$

где K – переводной коэффициент, $K = 3600 \times 24 \times 10^{-6}$;

Q_k – коммерческий расход природного газа, млн. м³/сут.

Введём в выражение для коммерческого расхода природного газа (2.47) *коэффициент гидравлической эффективности внутренней поверхности* труб газопровода E , учитывающий влияние изменений фактического состояния внутренней поверхности газопровода и режима течения природного газа по газопроводу в процессе эксплуатации на его пропускную способность, который определяется из соотношения:

$$E = Q_k / Q_{k, \text{пр}} \cong \sqrt{\lambda_{\text{пр}} / \lambda}, \quad (2.48)$$

где Q_k , $Q_{k, \text{пр}}$, λ , $\lambda_{\text{пр}}$ – фактические и проектные значения коммерческих расходов и коэффициентов гидравлического сопротивления.

В процессе эксплуатации изменяется состояние внутренней поверхности газопровода, а также возможно изменение режима течения природного газа вследствие колебаний подачи газа по газопроводу. При этом меняется и приведенный коэффициент гидравлического сопротивления, действительное значение которого может быть найдено по формуле:

$$\lambda = \frac{\lambda_{np}}{E^2} = \frac{1,05 \cdot 0,03817 / D_{вн}^{0,2}}{E^2} = \frac{0,04008}{E^2 \cdot D_{вн}^{0,2}}, \quad (2.49)$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр газопровода, мм.

В результате подстановки формулы (2.49) в соотношение (2.47) и приведения единиц измерения получаем следующее выражение для расчёта коммерческого расхода природного газа по линейному участку однониточного газопровода при квадратичном режиме течения и использовании обычных труб:

$$Q_k = 61,9 \cdot E \cdot D_{вн}^{2,6} \cdot \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot R}{z_m \cdot T_m \cdot L}}, \quad (2.50)$$

где Q_k – действительный коммерческий расход природного газа по однониточному газопроводу, млн. м³/сут.;

p_1, p_2 – давление природного газа на входе и выходе линейного участка, МПа; $D_{вн}$ – внутренний диаметр газопровода, м;

L – длина рассматриваемого линейного участка, км;

z_m – средний коэффициент сжимаемости природного газа на рассматриваемом линейном участке;

T_m – средняя температура природного газа на рассматриваемом линейном участке МГ.

При известном значении давления природного газа на входе в линейный участок МГ p_1 давление на выходе из линейного участка p_2 при квадратичном режиме течения газа и использовании труб без внутреннего гладкостного покрытия может быть определено по соотношению, полученному из выражения для коммерческого расхода (2.50),

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - \frac{Q_k^2 \cdot z_m \cdot T_m \cdot L}{(61,9 \cdot E \cdot D_{вн}^{2,6})^2 \cdot R}}. \quad (2.51)$$

В настоящее время на линейных участках МГ используются трубы с различными значениями эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб ($k_z = 0,01 - 0,03$ мм). Это обусловлено использованием на линейных участках новых магистральных газопроводов с внутренним гладкостным покрытием, имеющим эквивалентную шероховатость внутренней поверхности труб на уровне $k_z = 0,01 - 0,02$ мм.

При этом выражение для расчёта коммерческого расхода природного газа по линейному участку однониточного газопровода для всех возможных режимов течения газа и использовании труб с разной эквивалентной шероховатостью внутренней поверхности примет вид:

$$Q_k = 6,06 \cdot E \cdot D_{\text{вн}}^{2,5} \cdot \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot R}{\lambda_{\text{вн}} \cdot z_m \cdot T_m \cdot L}}, \quad (2.52)$$

где Q_k – действительный коммерческий расход при родного газа по одностороннему газопроводу, млн. м³/сут.;

p_1, p_2 – давление природного газа на входе и выходе линейного участка, МПа;

$D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр газопровода, м;

L – длина рассматриваемого линейного участка, км;

z_m – средний коэффициент сжимаемости природного газа на рассматриваемом линейном участке;

T_m – средняя температура природного газа на рассматриваемом линейном участке, К;

$\lambda_{\text{вн}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления трения на линейном участке МГ, значение которого в зависимости от режима течения и эквивалентной шероховатости внутренней поверхности труб определяется по соотношениям (2.31) – (2.34).

При известном значении давления природного газа на входе в линейный участок МГ p_1 давление на выходе из линейного участка p_2 при всех возможных режимах течения газа и использовании как обычных труб, так и труб с внутренним гладкостным покрытием может быть определено по соотношению, полученному из выражения для коммерческого расхода (2.52):

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - \frac{Q_k^2 \cdot \lambda_{\text{вн}} \cdot z_m \cdot T_m \cdot L}{(6,06 \cdot E \cdot D_{\text{вн}}^{2,5})^2 \cdot R}}. \quad (2.53)$$

Коммерческий расход природного газа по линейному участку многониточного газопровода при одинаковом диаметре труб в каждой нитке $D_{\text{вн}}$, работающему с открытыми перемычками как общий коллектор, может быть определён следующим образом:

$$Q_{k\Sigma} = n \cdot Q_{ki}, \quad (2.54)$$

где n – число ниток;

Q_{ki} – коммерческий расход через каждую нитку;

$Q_{k\Sigma}$ – коммерческий расход через многониточный газопровод.

Точность расчёта и прогнозирования давления на выходе из линейного участка p_2 во многом определяется точностью определения значения коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб газопровода E .

Если при значениях загрузки газопровода, близких к проектным, величина коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб газопровода находится на уровне $E = 0,92 - 0,95$, то, как

показывают расчёты, при недозагрузке газопроводов значение коэффициента гидравлической эффективности может существенно снижаться.

2.6. Характеристики центробежных нагнетателей

Центробежные компрессоры, в которых происходит сжатие природного газа на КС, относятся к группе лопаточных компрессорных машин, которые работают со степенью повышения давления $\varepsilon = p_2 / p_1 \geq 1,15$ и не оснащены системой охлаждения газа между ступенями сжатия. Вследствие этого, данные компрессоры следует отнести к классу *центробежных нагнетателей* (ЦБН) [7].

Конструктивно все нагнетатели выполнены по одному принципу - корпусу отводится роль несущей опорной конструкции, в которой с помощью разъёмных соединений размещаются проточная и механическая части машины.

Проточная часть включает в себя устройство подвода газа к рабочему колесу (подвод), рабочее колесо и конструктивные элементы, отводящие газ от рабочего колеса (отвод). Механическая часть состоит из ротора (вал плюс колесо) и его опорной системы в виде подшипниковых узлов. Рабочее колесо одновременно принадлежит к механической и проточной частям машины, являясь основным элементом и той и другой.

В центробежных нагнетателях повышение давления происходит в два этапа: на первом этапе вращающимся лопаточным аппаратом газу сообщается кинетическая энергия, а на втором – поток газа тормозится и его кинетическая энергия преобразуется в потенциальную, что сопровождается повышением давления газа. К особенностям компрессорных машин данного типа, определивших их широкое использование в газовой отрасли, относится непрерывность рабочего процесса и высокая, по сравнению с другими типами, подача[1].

Центробежные нагнетатели природного газа можно условно разделить на два класса: неполнонапорные (одноступенчатые) (*рис.3*) и полнонапорные (многоступенчатые) (*рис.4*). Неполнонапорные нагнетатели природного газа имеют максимальную степень сжатия на уровне $\varepsilon = 1,25 - 1,30$, используются при последовательной схеме компримирования газа на КС. У полнонапорных нагнетателей степень сжатия $\varepsilon = 1,45 - 1,55$ и выше, используются при коллекторной схеме обвязки компрессорной станции. Все полнонапорные нагнетатели подключаются к трём коллекторам компрессорного цеха: всасывающему, нагнетательному и коллектору, соединяющему компрессорные машины с пусковым контуром.

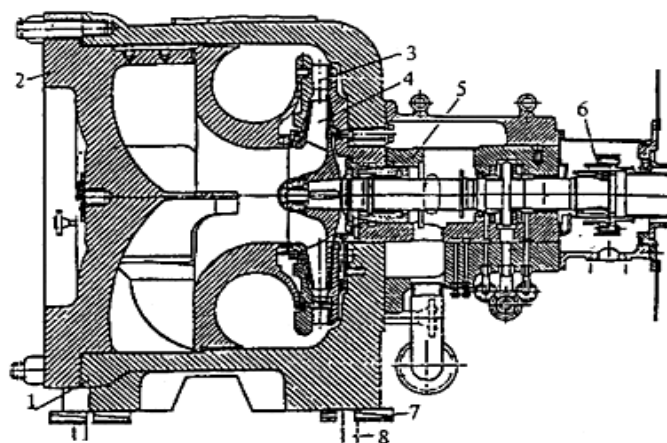


Рис.3. Неполюнапорный одноступенчатый нагнетатель 370-18
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – лопаточный диффузор; 4 – рабочее колесо; 5 – гильза; 6 – зубчатая муфта; 7 – клиновые прокладки; 8 – анкерные болты

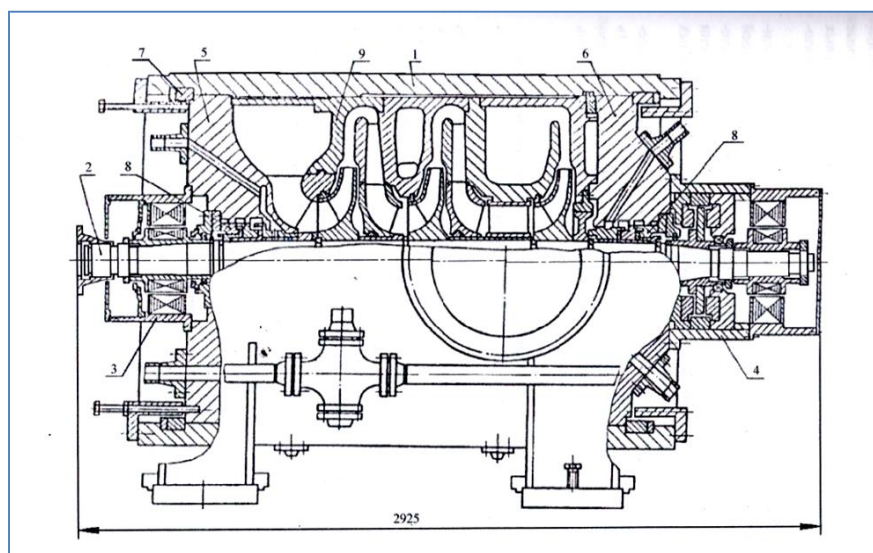


Рис.4. Полнонапорный трёхступенчатый нагнетатель НЦ-16 с электромагнитными подшипниками и «сухими» газодинамическими уплотнениями:

1 – корпус; 2 – ротор; 3 – электромагнитный опорный подшипник; 4 – электромагнитный опорно-упорный подшипник; 5,6 – торцевые крышки; 7 – сегментный замок; 8 – «сухие» газодинамические уплотнения; 9 – проточная часть

Одноступенчатые центробежные нагнетатели природного газа имеют консольное расположение рабочих колёс, гидравлически посаженных на вал. При консольном расположении рабочего колеса нагнетателя требуется только один узел уплотнений, который может быть выполнен как в «сухом», так и в масляном исполнении.

В АО НПО «Искра» разработан и используется на КС МГ двухступенчатый центробежный нагнетатель природного газа НЦ-16 мощностью 16 МВт, спроектированный для газоперекачивающего агрегата

ГПА-16 «Урал» (рис.4). Номинальная частота вращения рабочего колеса нагнетателя составляет 5300 об/мин с вариантами сменной проточной части (СПЧ) нагнетателя, рассчитанными на рабочее давление природного газа в газопроводе 5,5; 7,45 и 8,33 МПа, при максимальной степени сжатия 1,45 – 1,5. Проведенная оптимизация габаритных размеров корпуса и параметров ротора позволяет с достаточной эффективностью использовать корпус данного нагнетателя для газоперекачивающих агрегатов серии «Урал» мощностью 12 и 25 МВт. Конструкция позволяет применять варианты масляных и «сухих» уплотнений с использованием обычных и электромагнитных подшипников.

Приоритетами при разработке центробежных нагнетателей природного газа являются [1]:

- создание герметичных компрессоров на рабочее давление в газопроводе 7,45, 8,33 МПа и выше;
- полное обеспечение экологических требований на основе применения «сухих» газодинамических уплотнений и магнитного подвеса.

В последние годы появилась тенденция использования «сухих» нагнетателей, в которых используются электромагнитные подшипники и «сухие» газодинамические уплотнения [32,33]. Это связано в первую очередь с более высокими технико-экономическими и экологическими показателями «сухих» нагнетателей по сравнению с нагнетателями, в которых используются подшипники с масляной смазкой и масляные уплотнения.

Преимущества использования «сухих» нагнетателей заключается в следующем[32]:

- отсутствие маслосистемы (маслонасосы, маслоохладители, баки, фильтры, гидроаккумуляторы, масляные трубопроводы);
- отсутствие механического контакта и, следовательно, износа;
- низкое энергопотребление систем (3 – 5 кВт);
- повышение механического КПД при передаче энергии от энергопривода к рабочим колёсам ЦБН;
- возможность регулирования жёсткости и демпфирования подшипников;
- сокращение стоимости обслуживания и эксплуатации;
- экологическая чистота при работе нагнетателя из-за отсутствия потерь масла и снижения сбросов газа в атмосферу.

Корпус нагнетателя 1 представляет собой стальной цилиндр с приваренными патрубками и опорами. Корпус с торцов закрыт крышками 5,6, которые фиксируются на корпусе сегментными замками 7. Ротор нагнетателя 2 опирается на магнитные подшипники (магнитный подвес) 4, корпуса которых устанавливаются в торцевых крышках 5,6. В крышках также устанавливаются и статорные части торцевых газодинамических уплотнений 8.

В настоящее время на дожимных компрессорных станциях газовых и газоконденсатных месторождений, переходящих в стадию падающей добычи

с понижением пластового давления, требуется постоянное увеличение степени повышения давления природного газа. Одним из способов увеличения степени повышения давления природного газа на ДКС является использование сменных проточных частей ЦБН с увеличением числа рабочих колёс.

В связи с этим в настоящее время проектируются центробежные нагнетатели, корпуса которых имеют такую длину и конструкцию, что даёт возможность заменять проточную часть нагнетателя, изменяя число рабочих колёс в проточной части от 2 до 8 в базовом корпусе нагнетателя, при этом увеличивая степень повышения давления природного газа от 1,44 до 3,0 и выше.

Сухие газовые уплотнения. Сухие газовые уплотнения применяются уже более 30 лет. В настоящее время свыше 80% парка центробежных компрессоров оснащено подобными системами.

Основной рабочей частью уплотнительной ступени сухих газовых уплотнений является уплотнительная пара: торец и седло (рис.2.3). Торцев (выполняется из высококачественного графита с антифрикционными пропитками) подвижен в осевом направлении, закреплён внутри корпуса от проворота фиксатором из нержавеющей стали и нагружен в осевом направлении набором пружин. Торцев прижимается к вращающемуся седлу (выполняется из твёрдосплавного материала, такого как карбид вольфрама и титана), закреплённому с помощью роторной втулки на валу компрессора. Седло в осевом направлении неподвижно, на его рабочей поверхности выполняются динамические пазы одностороннего или реверсного направления глубиной несколько микрон (рис.5).

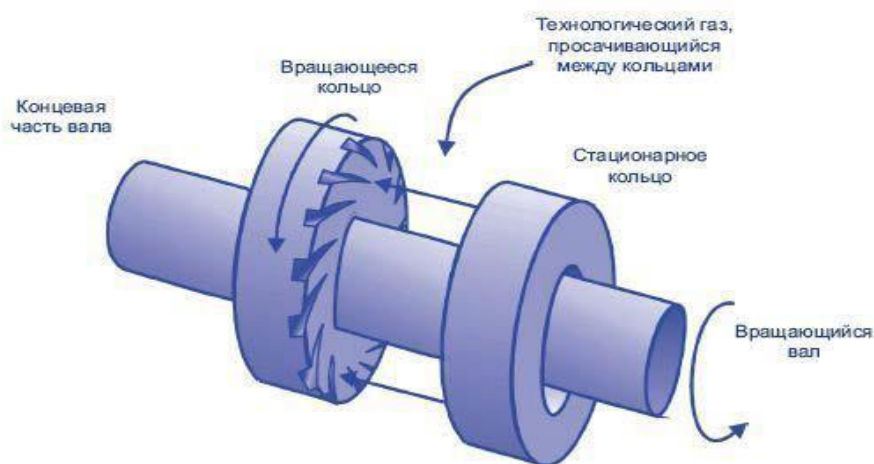


Рис.5. Принципиальная схема уплотнительной пары

Седло в осевом направлении неподвижно, на его рабочей поверхности выполняются динамические пазы одностороннего или реверсного направления глубиной несколько микрон (рис.6). Уплотнительные

поверхности подвижного и неподвижного колец притёрты, неплотность не превышает 1 мкм.

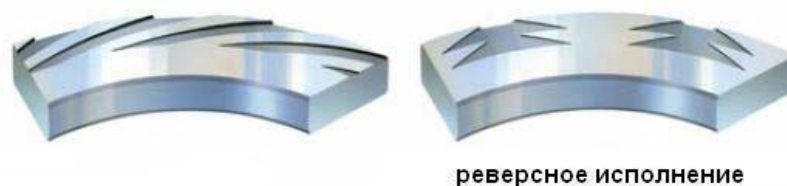


Рис.6. Уплотнительная поверхность седла

У подвижного кольца газового затвора поверхность контакта разделена на две зоны. Зона, расположенная ближе к оси – плоская, а остальная периферийная часть имеет специальные канавки, выполненные методом химического травления или ионного бомбардирования.

При вращении седла газ захватывается канавками и нагнетается к внутреннему диаметру канавки. В этом месте поток газа встречается с уплотнительной перегородкой, которая создаёт сопротивление потоку, что приводит к увеличению давления. Вследствие этого происходит отжатие торца, он «всплывает» на газовом слое. Устанавливается уплотнительный зазор величиной несколько микрон, через которые дросселируется малое количество рабочего газа. Зазор между радиальными торцами устанавливается тогда, когда закрывающие силы гидростатического давления и усилие пружины равняются открывающим усилиям, создаваемым в газовой плёнке.

Бесконтактные магнитные подшипники. Магнитный подшипник, как и остальные механизмы подшипниковой группы, служит опорой для вращающегося вала. Но в отличие от распространённых подшипников качения и подшипников скольжения соединение с валом является механически бесконтактным.

Магнитные подшипники подразделяются на два типа: пассивные и активные магнитные подшипники. Пассивные магнитные подшипники изготавливаются на базе постоянных магнитов, но такой подход далеко не идеален, поэтому используется он крайне редко. Более гибкие и широкие технические возможности открываются с подшипниками активными, в которых магнитное поле создаётся переменными токами в обмотках сердечников.

Работа активного магнитного подвеса или подшипника базируется на принципе электромагнитной левитации – левитации с использованием электрического и магнитного полей. (*Левитация – способность парить в пространстве без видимой опоры*). Здесь вращение вала в подшипнике происходит без физического контакта поверхностей друг с другом. Именно по этой причине полностью исключается смазка, а механический износ, тем не менее, отсутствует. Так повышаются надёжность и КПД машин.

Основными частями системы активного магнитного подвеса являются: магнитный подшипник и автоматическая система электронного управления [34].

Различают радиальный и упорный механизмы (по типу воспринимаемой нагрузки), но принцип работы у них один и тот же.

Ротор радиального магнитного подшипника оснащён ферромагнитными пластинами, на которые и действует удерживающее магнитное поле от катушек статора, в результате чего ротор оказывается подвешен в центре статора, не соприкасаясь с ним (*рис. 7*).



Рис. 7. Бесконтактный магнитный подшипник

Индуктивные датчики всё время следят за положением ротора. Любое отклонение от правильного положения приводит к появлению сигнала, который подаётся на контроллер, чтобы тот в свою очередь вернул ротор в нужное положение (*рис. 8*). Радиальный зазор может составлять от 0,5 до 1 мм. Аналогичным образом функционирует упорный магнитный подшипник. Электромагниты в форме кольца закреплены на валу упорного диска. Электромагниты располагаются на статоре. На конце вала располагаются осевые датчики.

Для надёжного удержания ротора машины во время её остановки или в момент отказа системы удержания, используются страховочные шариковые подшипники. Они закреплены так, что зазор между ними и валом выставлен равным половине того, что имеет место в магнитном подшипнике.

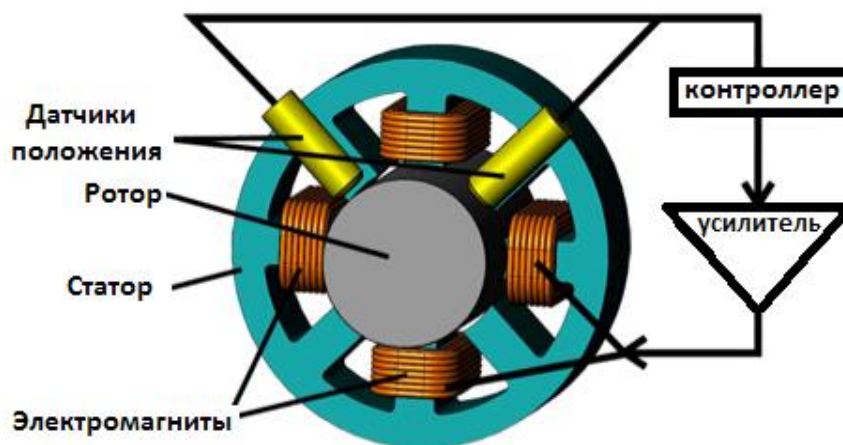


Рис.8. Основные части системы активного магнитного подвеса

Система автоматического регулирования (рис. 9) располагается в шкафу. С помощью датчиков она постоянно отслеживает положение ротора относительно катушек и при малейшем его смещении подаёт управляющий ток на соответствующую катушку. Это позволяет поддерживать ротор в одном и том же положении.

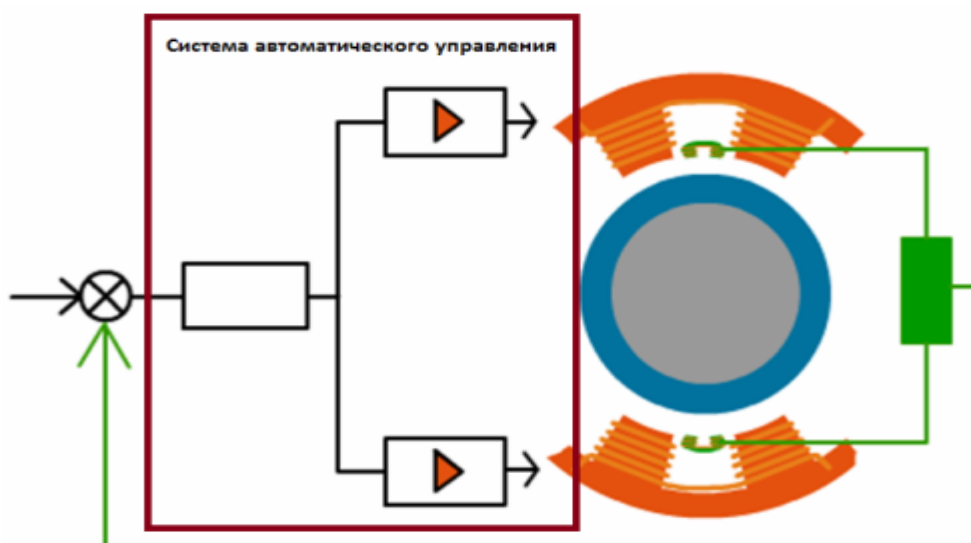


Рис.9. Устройство электронной системы управления

Преимущества магнитных подшипников:

- отсутствие механического взаимодействия между вращающимся ротором и статором (кольцом), поэтому такие подшипники очень долговечны и обладают повышенной износостойчивостью;
- крайне низкий уровень вибрации;
- малое энергопотребление;
- система автоматического контроля и мониторинга состояния подшипников;
- возможность герметизации, конструкция механизма позволяет использовать его в агрессивных средах.

К недостаткам магнитных подшипников относятся:

- сложность системы автоматического управления, которая при выходе из строя потребует сложного ремонта;
- необходимость использования страховочных подшипников качения, которые выдерживают максимум два отказа, после чего их нужно менять на новые;
- нагрев обмоток статора, вследствие прохождения тока, создающего магнитное поле, поэтому необходимо использовать специальные охлаждающие установки;
- высокая материалоемкость, потому что площадь несущей поверхности для поддержания достаточной магнитной силы должна быть обширной – сердечник статора подшипника получается большим и тяжёлым, плюс явление магнитного насыщения.

2.7. Оценка эффективности режимов работы компрессорных станций и технологических участков магистральных газопроводов

Одним из основных потенциальных источников снижения энергетических затрат при магистральном транспорте газа является решение задачи оптимизации эксплуатационных режимов технологических участков МГ, компрессорных станций и их основных систем с применением современных программно-вычислительных комплексов. При этом повышенное внимание следует уделять оптимизации режимов работы систем компримирования КС МГ, т.к. на них приходится более 80% энергетических затрат, расходуемых при магистральном транспорте природного газа.

В настоящее время часть технологических участков и КС МГ работают в нерасчётных режимах. В процессе определения энергоэкономической эффективности КС МГ в этих условиях необходимо оценить эффективность режимов работы всех систем станции с учётом их взаимодействия, принимая во внимание влияние режима работы обследуемой КС на другие объекты МГ.

В качестве критерия эффективности работы КС МГ предлагается использовать сумму перерасходов эксплуатационных затрат при работе всех систем станции, связанных с неоптимальными режимами эксплуатации $\Sigma \Delta C_{\text{эн.ж.}}$.

В частности, перерасход энергетических ресурсов в денежном выражении при реализуемых режимах эксплуатации систем компримирования по сравнению с оптимальными режимами эксплуатации[35]:

$$\Delta C_{\text{эн.с.к}} = C_{\text{эн.с.к}} - C_{\text{эн.с.к.опт}}, \quad (2.55)$$

где $C_{\text{эн.с.к}}$ – энергетическая составляющая эксплуатационных затрат в реализуемом режиме эксплуатации системы компримирования КС;

$C_{\text{эн.с.к.опт}}$ – энергетическая составляющая эксплуатационных затрат в оптимальном режиме эксплуатации системы компримирования КС.

В основу критерия оценки эффективности режимов работы газоперекачивающих агрегатов и систем компримирования КС положена энергетическая составляющая эксплуатационных затрат $C_{\text{эн.с.к.}}$, на значение которой оказывает влияние:

- колебания подачи газа по газопроводу;
- взаимное влияние объектов МГ,
- распределение нагрузки между КС технологических участков МГ;
- выбор систем компримирования и распределения нагрузки между ГПА в этих системах;
- изменение технического состояния энерготехнологического оборудования КС;
- использование в системах компримирования как топливного газа, так и электрической энергии;
- уровень и соотношение цен на энергоносители;
- режимы работы систем охлаждения природного газа на КС и энергозатраты в них.

Энергетическая составляющая часовых эксплуатационных затрат на сжатие природного газа в системах компримирования КС, включающих x ГГПА и y ЭГПА может быть определена из соотношения [35]:

$$C_{\text{эн.с.к.}} = \frac{3,6 \cdot \eta_{\text{м.}}}{Q_{\text{нр}}} \cdot \sum_{i=1}^x \frac{N_{ii}}{\eta_{ei} \cdot \eta_{\text{мех.}i}} + \eta_{\text{э.}} \cdot \sum_{j=1}^y \frac{N_{ij}}{\eta_{\text{эл.}j} \cdot \eta_{\text{ред.}j}}, \quad (2.56)$$

где N_{ii} , N_{ij} – внутренняя мощность, расходуемая на сжатие газа в нагнетателях i -го работающего ГГПА и j -го работающего ЭГПА, включённых в систему компримирования КС, кВт; η_{ei} – эффективный КПД ГТУ i -го работающего ГГПА; $\eta_{\text{мех.}i}$ – механический КПД i -го ГГПА, учитывающий механические потери при передаче энергии от ГТУ к нагнетателю; $\eta_{\text{эл.}j} \eta_{\text{ред.}j}$ – КПД электродвигателя и редуктора j -го работающего ЭГПА; $c_{\text{тг}}$ – цена топливного газа, руб./1000 м³; $c_{\text{э.}}$ – цена электрической энергии на станции, руб/(кВт·ч); $Q_{\text{нр}}$ – низшая теплота сгорания топливного газа.

Использование данного критерия оценки эффективности режимов работы систем компримирования и его модификаций даёт возможность решить целый ряд задач, направленных на снижение энергозатрат при магистральном транспорте природного газа.

Анализ значений и причин перерасхода энергетической составляющей эксплуатационных издержек при работе всех систем компрессорной станции $\Delta C_{\text{эн.}j}$ даёт возможность определить приоритетность проведения энергосберегающих мероприятий по основным технологическим системам на обследуемой КС за счёт оптимального регулирования энерготехнологического оборудования с использованием межцеховых переключек.

Разработка программы реконструкции объектов МГ требует сопоставления эффективности работы КС МГ. Для оценки целесообразности и очерёдности проведения реконструкции КС МГ, модернизации и проведения работ по повышению технического состояния энерготехнологического оборудования основных систем компрессорных станций предлагается использовать коэффициент $K_{p.KC}$, определяемый при сопоставлении значений относительной суммарной энергетической составляющей эксплуатационных издержек при работе всех систем рассматриваемых станций при их работе на оптимальных режимах:

$$K_{p.KC} = \frac{\sum_{j=1}^m C_{\text{эн. j. опт}}}{Q_K}, \quad (2.57)$$

где $C_{\text{эн. j. опт}}$ – энергетическая составляющая эксплуатационных затрат в j-й системе рассматриваемой КС при оптимальном режиме её работы;

Q_K – коммерческий расход технологического газа через рассматриваемую КС.

Те КС, для которых этот коэффициент $K_{p.KC}$ выше требуют в первую очередь либо проведения работ по повышению технического состояния используемого энерготехнологического оборудования, либо его модернизации, либо реконструкции самой станции. Выбор же методов и объектов реконструкции и модернизации производится по результатам энергетического обследования основных систем компрессорной станции.

При сопоставлении эффективности эксплуатации КС МГ можно рекомендовать критерий $K_{\text{эф. KC}}$, который определяется как сумма перерасходов эксплуатационных издержек при работе всех систем сопоставляемых станций $\Delta C_{\text{эн}}$, связанных с неоптимальными режимами их эксплуатации, отнесённая к коммерческому расходу природного газа через КС:

$$K_{\text{эф. KC}} = \sum_{j=1}^m \Delta C_{\text{эн. j}} / Q_K \quad (2.58)$$

На тех компрессорных станциях, для которых этот коэффициент $K_{\text{эф. KC}}$ принимает более низкое значение, регулирование режимов основных технологических систем станции производится более эффективно. В случае, если этот коэффициент стремится к нулю ($K_{\text{эф. KC}} \rightarrow 0$), реализуемые режимы основных систем станции и всей КС в целом близки к оптимальным. Компрессорные станции, для которых этот коэффициент $K_{\text{эф. KC}}$ принимает наибольшие значения, имеет существенные резервы снижения энергетических затрат за счёт оптимизации режимов работы основных технологических систем и энерготехнологического оборудования станций.

Эффективность режимов работы технологических участков МГ предлагается оценивать по величине критерия $K_{\text{эф. ту}}$ – удельного

перерасхода суммарных значений энергетической составляющей эксплуатационных затрат на всех КС.

$$K_{эф. ТУ} = \sum_{i=1}^n \Delta C_{эн. КС. i} / (Q_k \cdot L_{ТУ}). \quad (2.59)$$

где $\Delta C_{эн. КС. i}$ – перерасход энергетической составляющей эксплуатационных затрат на i-й КС;

n – число КС на технологическом участке;

Q_k - средний коммерческий расход технологического газа через рассматриваемый технологический участок МГ;

$L_{ТУ}$ – длина технологического участка МГ.

По величине этого критерия $K_{эф. ТУ}$ можно оценить эффективность режимов эксплуатации различных технологических участков МГ. Чем ниже этот критерий, тем режим эксплуатации ТУ магистральных газопроводов ближе к оптимальному.

В процессе комплексной оценки эффективности работы КС МГ следует провести сопоставление значений действительного давления природного газа на выходе из рассматриваемой КС с оптимальным энергетически и экономически обоснованным значением давления газа на входе в следующий линейный участок $p_{1л.опт.}$. В случае если давление природного газа на выходе КС p_2 не соответствует оптимальному значению давления газа на входе в следующий линейный участок, необходимо определить перерасход энергетической составляющей эксплуатационных затрат, связанный с этим несоответствием $\Delta C_{эн.р.}$, проанализировать причины этого несоответствия и определить способы его устранения.

При анализе режимов работы КС следует сопоставить действующую систему компримирования с оптимальной в диапазоне действительных эксплуатационных характеристик и определить перерасход энергетической составляющей эксплуатационных затрат, связанный с выбором неоптимальной схемы компримирования $\Delta C_{эн.сх.ком.}$. Выбор оптимальной схемы компримирования производится по результатам технико-экономического расчёта, проводимого для возможных схем с учётом технического состояния ГПА и прогноза подачи природного газа.

В процессе энергетического обследования КС следует проанализировать процесс регулирования режимов работы системы компримирования. Нарушения в процессе регулирования или задержка с его проведением при изменении параметров природного газа на входе КС могут являться причиной возникновения переходных режимов, сопровождающихся возникновением пульсаций газовых потоков в обвязке «высокой стороны» и, как следствие, дополнительных вибрационных процессов, что может привести, и подчас приводит, к аварийным ситуациям. При этом следует определить дополнительные затраты, направленные на снижение вибрации в обвязке КС $\Delta C_{обв. КС.}$.

Необходимость в решении задачи оптимизации работы систем охлаждения природного газа на КС МГ связана с изменением тепловой мощности аппаратов воздушного охлаждения в процессе эксплуатации в зависимости от режима их работы и погодных условий, а также с существенными затратами электрической энергии на привод вентиляторов в АВО. При проведении энергетического обследования КС МГ следует определить оптимальную температуру природного газа на выходе из системы охлаждения рассматриваемой КС, сопоставить её с фактической температурой и рассчитать перерасход энергетической составляющей эксплуатационных затрат, связанных с этим несоответствием $\Delta C_{\text{эн.охл.}}$, проанализировать причины этого несоответствия и определить способы его устранения.

При оценке эффективности работы КС МГ необходимо обратить внимание на процесс регулирования режима работы системы охлаждения и сопоставить его с энергетически обоснованным алгоритмом регулирования, разработанным на основании анализа действительных теплотехнических характеристик АВО. При этом следует также оценить потери энергии в денежном выражении, связанные с несоответствием реализуемого и оптимального процесса регулирования на КС $\Delta C_{\text{эн.охл.рег.}}$. В случае, если объектом обследования является многоцеховая КС, работающая в режиме недозагрузки, необходимо рассмотреть возможность и целесообразность использования перемычек между группами цеховых АВО.

В процессе энергетического обследования целесообразно определить пропускную способность КС с учётом фактического состояния внутренней поверхности труб на линейных участках и технического состояния ГПА, оценить её влияние на пропускную способность технологического участка МГ и в случае, если рассматриваемая станция является запирающим участком, следует выбрать способ увеличения её пропускной способности.

В случае недозагрузки технологического участка, включающего обслуживаемую КС, целесообразно определить пороговое значение подачи природного газа по участку, при котором технологически, энергетически и экономически целесообразно эксплуатировать технологический участок МГ с отключённой станцией. Реализация этого способа регулирования режима работы технологических участков МГ даёт возможность избежать гидравлических потерь в обвязке и энергетических затрат в системе охлаждения отключённых КС, приводит к понижению средней температуры природного газа на линейном участке, уменьшает температуру природного газа на входе в следующую КС и повышает степень сжатия на ней, что также способствует снижению энергетических потерь и затрат [36].

В случае, если отключение рассматриваемой КС технологически оправдано и экономически выгодно, а отключение станции не проводится, следует определить перерасход энергетической составляющей эксплуатационных затрат, связанных с нереализацией этого мероприятия $\Delta C_{\text{эн.откл.}}$, определение технологической целесообразности и экономической

оправданности отключения компрессорных цехов и КС следует проводить для технологических участков МГ, на которых наблюдается или прогнозируется снижение подачи природного газа.

В процессе энергетического обследования необходимо осуществить анализ работы системы электроснабжения КС с определением целесообразности перехода на электроснабжение от электростанции собственных нужд. В случае если используемая на КС схема электроснабжения не является оптимальной, необходимо оценить ущерб от этого $\Delta C_{эл}$ и разработать план реконструкции системы электроснабжения станции. Планирование перевода КС технологического участка МГ на автономное электроснабжение следует вести с учётом динамики изменения цен на электрическую энергию и топливный газ.

В процессе энергетического обследования КС МГ рекомендуется оценить результаты проводимых способов модернизации энерготехнологического оборудования с определением их экономической целесообразности и разработать программу модернизации с определением наиболее эффективных путей её проведения.

Обследование компрессорных станций по представленным выше направлениям даёт возможность оценить технологическую, энергетическую и экономическую эффективность режимов их работы, выявить ошибки при эксплуатации и определить программу мероприятий, направленных на повышение эффективности работы КС МГ.

Глава 3. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ ГАЗА

3.1. Способы повышения эффективности работы магистральных газопроводов

Эффективная работа МГ может реализовываться только при наличии объективной информации о состоянии установленного оборудования и эффективности его использования. Для проведения анализа требуется информация по физическим свойствам транспортируемого продукта, характеристике линейной части газопровода, характеристике используемого оборудования, параметрам работы линейной части и оборудования и данные об использовании оборудования, а именно[35]:

- физические свойства: состав, плотность, относительная плотность, вязкость, содержание воды, низшая теплота сгорания;
- характеристика линейной части: длина, диаметр, толщина стенок труб и их раскладка, длины резервных ниток и лупингов и их положение на трассе, наличие и расположение перемычек и отводов или подключений, профиль трассы, положение запорной арматуры и её состояние (открыто, закрыто), отказы и их причины, периодичность очистки и дата проведения последней, характеристика очистных устройств;

- характеристика оборудования: тип, техническая характеристика, время начала эксплуатации, наработка, отказы и их причины, наработка после капитального ремонта, техническая характеристика технологий и техники для утилизации энергии;

- параметры работы линейной части: производительность, температура и давление в начале и в конце анализируемого участка, температура грунта и воздуха;

- параметры работы КС: схема работы ГПА, АВО и пылеуловителей, производительность КС и ЦБН, давление и температура газа на входе и выходе КС, давление и температура газа на входе и выходе ЦБН, давление и температура газа на входе и выходе АВО, потери давления во входных и в выходных коллекторах КС, потери давления в пылеуловителях и в АВО, частота вращения роторов ЦБН, температура и давление атмосферного воздуха, температура воздуха на входе осевых компрессоров ГТУ, давление воздуха до и после осевых компрессоров, температура продуктов сгорания до и после силовых турбин, расход топливного и пускового газа, расход электроэнергии на технологические нужды, количество утилизируемой энергии на КС;

- использование оборудования: длины отключаемых участков и время и причины их простоя, наработка оборудования, время нахождения оборудования в резерве, время и причины нахождения оборудования в вынужденном простое, количество отказов и их причины;

- характеристика измерительных приборов: пределы измерения, класс точности, относительная ошибка измерений, цена деления шкалы прибора.

Результаты анализа работы магистрального газопровода используются для принятия решения по повышению эффективности его эксплуатации. Это могут быть варианты, как по совершенствованию технологической схемы работы, так и по необходимости проведения реконструкции газопровода. В общем случае проведенный анализ может дать два основных результата.

1. Газопровод работает с производительностью ниже проектной или ниже его пропускной способности. В этом случае, прежде всего, необходимо выяснить причины низкого использования пропускной способности. Возможными причинами могут быть:

- низкая добыча газа;
- недостаточная потребность в газе;
- ошибки проектирования или строительства газопровода;
- низкая гидравлическая эффективность работы;
- неудовлетворительное техническое состояние газоперекачивающих агрегатов;
- низкое давление поступающего с промысла природного газа;
- большие внутристанционные потери давления;
- пониженная надёжность линейной части.

2. Низкая эффективность работы. В данном случае причины могут быть следующие:

- газопровод работает не в оптимальной области;
- внутренняя полость газопровода сильно загрязнена;
- неудовлетворительное техническое состояние газоперекачивающих агрегатов;
- характеристика насосов или компрессоров не соответствует условиям работы газопровода;
- газоперекачивающие агрегаты используются неэффективно;
- большие внутристанционные потери давления;
- низкое давление газа в газопроводе;
- высокая температура газа в газопроводе.

Признаками экономичности работы газопровода при заданной производительности являются: высокое значение коэффициента гидравлической эффективности линейной части, близкое к номинальному значению КПД газоперекачивающих агрегатов, максимальное значение давления на регулирование работы перекачивающих станций.

Для МГ экономичность работы в значительной степени зависит от величины давления на выходе КС. Снижение давления по отношению к допустимому для данного газопровода приводит к повышению затрат энергии. Пониженное давление на выходе станции может быть целесообразным на последней КС МГ и в случае, когда станции оборудованы агрегатами без средств регулирования производительности. В остальных случаях пониженное давление может быть связано только с техническим состоянием газоперекачивающих агрегатов и их несоответствием условиям работы МГ.

В определённой степени экономичность работы зависит от оптимальности температурного режима газопровода и периодичности его очистки.

При невозможности повышения эффективности работы газопровода до желаемого значения возникает вопрос его реконструкции. При реконструкции компрессорной станции могут выполняться:

- сооружение укрупнённых цехов, взамен нескольких ликвидируемых, с использованием современного оборудования укрупнённой единичной мощности;
- замена газоперекачивающих агрегатов и другого оборудования в старых зданиях;
- модернизация действующих газоперекачивающих агрегатов и другого оборудования.

При реконструкции линейной части выполняются:

- замена дефектных труб;
- лупингование отдельных участков;
- вынос трасс из зон застройки, прохождение железных и автомобильных дорог и пр.

Целесообразность и объём мероприятий по повышению экономичности работы магистрального газопровода обосновываются экономическими расчётами.

Как правило, проводимые в целях повышения экономичности работы мероприятия должны сопровождаться благоприятным экологическим эффектом. В ряде случаев работы по реконструкции МГ должны быть связаны с повышением общей и экологической безопасности его работы.

Основными потребителями электрической энергии и природного газа при его транспорте являются газоперекачивающие агрегаты (ГПА), которыми оснащены системы компримирования компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов (МГ). На данные системы приходится более 80% от всех затрат газа при его трубопроводном транспорте, включая потери[36].

Следовательно, решение задачи снижения затрат энергоресурсов в отрасли в первую очередь должно проводиться за счёт повышения эффективности работы ГПА.

3.2. Выбор газоперекачивающих агрегатов

В первую очередь ГПА, включаемые в систему компримирования строящихся и реконструируемых КС, должны обеспечивать планируемую подачу и степень повышения давления природного газа по КС. При этом выбор числа и типов агрегатов должен позволить минимизировать энергетические затраты на компримирование технологического газа во всём планируемом диапазоне изменения подачи и степени повышения давления природного газа по КС.

При выборе агрегатов, включаемых в систему компримирования КС, следует соблюдать следующие принципы[1]:

- «принцип минимального числа работающих ГПА»: это даёт возможность расширить диапазон регулирования режима работы системы компримирования КС за счёт изменения частоты вращения свободных турбин газотурбинного энергопривода, минимизировав число пусков и остановок агрегатов, сопровождаемых максимальными нагрузками на оборудование и потерями природного газа;
- «принцип оптимального согласования гидравлической характеристики линейной части, газодинамических характеристик нагнетателей и мощности энергопривода ЦБН»: это позволит обеспечить эксплуатацию ГПА в зоне максимальной эффективности их работы;
- принцип минимального использования электроприводных ГПА с нерегулируемой частотой вращения электропривода на КС, который диктуется современным уровнем и соотношением цен на топливный газ и электрическую энергию.

В странах Западной Европы основными причинами, определяющими преимущественное использование ЭГПА, являются высокие экологические

требования, предъявляемые к газоперекачивающему оборудованию при расположении КС в непосредственной близости от населённых пунктов, и высокие цены на топливный газ, которые растут по мере увеличения дальности транспорта природного газа.

В настоящее время имеется целый ряд подходов к решению задачи сопоставления основных видов энергопривода ГПА на компрессорных станциях магистральных газопроводов – газотурбинного и электрического.

В частности, в качестве основного критерия сравнения различных видов энергопривода предлагается значение *удельной себестоимости энергии* на валу нагнетателя $c_{\text{КС}}$ (руб./кВт·ч) [37].

Значение удельной себестоимости на валу нагнетателя при использовании газотурбинного энергопривода может быть определено из соотношения:

$$c_{\text{КС}} = (3,6 \cdot c_{\text{ТГ}}) / (Q_{\text{нр}} \cdot \eta_{\text{с}}), \quad (3.1)$$

где $c_{\text{ТГ}}$ – цена топливного газа, руб./1000м³;

$Q_{\text{нр}}$ – низшая теплота сгорания топливного газа, кДж/м³;

$\eta_{\text{с}}$ – эффективный КПД ГТУ.

Значение удельной себестоимости энергии на валу нагнетателя при использовании электроприводных газоперекачивающих агрегатов практически соответствует цене электрической энергии $c_{\text{КС}} \cong c_{\text{ЭЭ}}$.

Сложившееся в последние годы в России соотношение цен на энергоносители показывает безусловную экономическую целесообразность использования на КС ГПА с газотурбинным приводом по сравнению с электроприводными ГПА.

Кроме того, нельзя не учитывать целый ряд факторов, свидетельствующих в пользу применения газотурбинного привода на КС. Так, регулирование режимов работы КС, оснащённых ГПА с газотурбинным приводом, вызывает существенно более низкие энергетические потери, чем регулирование режимов работы КС, оснащённых ЭГПА, не имеющих системы регулирования по частоте вращения приводящего электродвигателя.

При выборе вида энергопривода следует принимать во внимание особенность газотурбинных установок, которые повышают свою мощность с понижением температуры наружного воздуха, что благоприятно сказывается на работе ГПА в зимний период эксплуатации, когда подача газа по газопроводам, как правило, повышается.

Тем не менее, использование электроприводных ГПА может быть целесообразным в специальных проектах, к которым можно отнести морские газопроводы, а также системы производства, хранения и транспорта сжиженного природного газа.

В настоящее время компрессорные станции МГ, спроектированные и построенные в своё время по одинаковым типовым проектам и с соблюдением требований металлосберегающей технологии, работают в

условиях значительных колебаний в подаче газа по газопроводу и со значительной недозагрузкой ГПА по мощности в течение года[1].

В результате снижается среднегодовая загрузка агрегатов и ухудшаются технико-экономические показатели оборудования в целом. В частности, увеличивается удельный расход топливного газа на компримирование. При однотипном оборудовании КС неизбежно увеличиваются удельные энергозатраты.

При строительстве новых газопроводов и в условиях реконструкции КС с заменой физически изношенных и морально устаревших агрегатов на ГПА нового поколения появляется возможность в целом ряде случаев использовать на станциях агрегаты с различной удельной мощностью. Это позволит при различной загрузке КС эксплуатировать установленные агрегаты на режимах, близких к номинальным, что даст возможность обеспечить высокие значения КПД энергопривода и, в конечном счёте, привести к снижению расхода топливного газа.

Удельная мощность – отношение вырабатываемой или потребляемой устройством мощности к его массе (или объёму).

Необходимую производительность газопровода в таком случае можно обеспечить подбором агрегатов на номинальных режимах с минимальной удельной мощностью.

Использование в период реконструкции КС агрегатов с большей единичной мощностью, наряду с установленными ГПА, позволяют[38]:

- с одной стороны, уменьшить число агрегатов на КС;
- с другой стороны, сократить расход топливного газа на нужды перекачки.

В ходе реконструкции, при переменных режимах работы газопровода, в условиях максимальной подачи газа $Q_{\max}$ в зимний период эксплуатации в работу могут включаться агрегаты с большей единичной мощностью. А при снижении подачи в летний период в работу могут включаться ГПА с меньшей единичной мощностью.

Так как при таких комбинациях экономится топливный газ, то такая технология имеет определённые преимущества. Эффект достигается следующим образом.

Во-первых, агрегаты и летом, и зимой будут работать в номинальных режимах или в режимах, близких к номинальным.

Во-вторых, более мощные агрегаты, работающие в период максимальной загрузки, будут иметь и больший КПД.

Это позволит при уменьшении подачи транспортируемого газа через КС и снижении загрузки ГПА переходить на работу с одного ГПА на другой, подбирая режимы, близкие к оптимальным. Таким образом, используя агрегаты с различной мощностью, можно повысить эффективность регулирования загрузки ГПА компрессорных станций магистральных газопроводов.

Оптимальный режим работы агрегатов на КС по условию минимального расхода топливного газа будет определяться наименьшим числом работающих ГПА в условиях их номинальной нагрузки, когда КПД будет иметь максимальное значение.

При проектировании компрессорных станций МГ после определения числа и единичной мощности ГПА, исходя из проектных технологических режимов работы КС и условий резервирования, проводится сопоставление и выбор ГПА одной и той же единичной мощности, предлагаемых различными производителями.

В качестве одного из основных экономических критериев, используемых при решении задачи сопоставления и выбора газоперекачивающих агрегатов одной и той же единичной мощности, предлагаемых различными производителями для компрессорных станций в настоящее время, применяется *стоимость жизненного цикла* – СЖЦ ГПА [39, 40]. Предпочтение следует отдавать тому типу ГПА, который, при обеспечении необходимых требований к надёжности, имеет минимальную стоимость жизненного цикла

$$C_{жц} \cong \min \quad (3.2)$$

Стоимость жизненного цикла ГПА включает капитальные затраты на приобретение, поставку и установку агрегата и годовые эксплуатационные затраты на срок жизненного цикла ГПА с учётом дисконтирования (обесценивания) денежных средств во времени и инфляции.

Основным недостатком метода экономического сопоставления ГПА одинаковой единичной мощности по значению критерия «стоимость жизненного цикла» является использование в расчётах текущей цены природного газа на собственные нужды на время проведения расчёта. При этом в течение срока жизненного цикла ГПА цена природного газа на собственные нужды может существенно изменяться, динамику изменения на двадцатилетнюю перспективу сложно прогнозировать, а её значение может существенно повлиять на величину критерия сопоставления – стоимость жизненного цикла.

Существующий ряд единичных мощностей ГПА характеризуется в основном следующими численными величинами: $N_{e0} = 2, 4, 6, 10, 16$ и 25 МВт. Такой же ряд мощностей практически принят и для перспективных ГПА [1].

Подобное соотношение между единичными мощностями выпускаемых и разрабатываемых типов ГПА обеспечивает все возможные варианты потребной мощности КС для перекачки газа по МГ различного диаметра в условиях установки на КС агрегатов с различной единичной мощностью.

Эффективность работы газоперекачивающих агрегатов определяется [41]:

- их техническим состоянием;

- организацией системы компримирования на компрессорных станциях;
- условиями, в которых работают ГПА.

3.3. Регулирование режимов работы ГПА в процессе эксплуатации

3.3.1. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты (ГГПА)

Снижение технического состояния основных узлов газотурбинных установок (осевого компрессора, турбин, камеры сгорания, регенератора, всасывающего и выхлопного трактов ГТУ) приводит к изменению выходных энерготехнологических показателей газотурбинных газоперекачивающих агрегатов (эффективный КПД, располагаемая мощность, расход топливного газа, подача технологического газа и т.д.).

Из анализа опыта эксплуатации следует, что основными причинами снижения выходных энерготехнологических показателей газотурбинных газоперекачивающих агрегатов являются [1]:

- загрязнение проточной части осевого компрессора (ОК);
- увеличение зазоров в проточной части осевого компрессора и турбин ГТУ, а также нагнетателя природного газа;
- перетоки сжатого воздуха (продуктов сгорания) в статорах ОК и турбин мимо лопаточных аппаратов, а также утечки в атмосферу через концевые уплотнения турбомашин, фланцевые соединения и другие элементы;
- ухудшение технического состояния лопаточных аппаратов (забоины, эрозия, коробление, коррозия и другие повреждения);
- увеличение неравномерности температурного поля за камерой сгорания;
- подогрев воздуха на входе ОК;
- увеличение гидравлического сопротивления всасывающего и выхлопного трактов ГТУ;
- эрозия и загрязнение проточной части нагнетателя природного газа;
- негерметичность воздушного тракта регенераторов.

Для работы газотурбинных установок требуются значительные объёмы циклового воздуха, который, как правило, содержит взвешенные частицы с различными физическими и химическими свойствами. Для защиты ГТУ от пыли на входе в осевой компрессор устанавливаются комплексные воздухоочистительные устройства (КВОУ), оснащённые фильтрами грубой (как правило, инерционные) и тонкой (из нетканых и специальных материалов) очистки. Однако даже очень хорошая система фильтрации воздуха, установленная на ГПА, не гарантирует его 100%-ной очистки от примесей, особенно это относится к частицам менее 5 мкм. Так как КВОУ ГТУ не могут обеспечить полную очистку циклового воздуха, на лопатках и корпусе осевого компрессора образуются отложения.

Эти отложения ухудшают характеристики ОК. Загрязнение проточной части осевого компрессора может привести к снижению расхода воздуха до 6%, что вызывает падение располагаемой мощности ГТУ от 3 до 10% и эффективного КПД ГТУ на 2 -5 %.

Отложения на поверхности лопаток уменьшают сечение в межлопаточных каналах, нарушают ламинарный поток воздуха у поверхности лопаток, изменяют геометрию профиля лопаток, увеличивают потери на трение. Всё это приводит к снижению подачи воздуха осевым компрессором, что приводит к падению осевой скорости воздуха, а при постоянной окружной скорости увеличивается угол атаки потоком воздуха лопаток осевого компрессора (*рис.10*). При этом на «спинке» лопатки происходит срыв потока воздуха с образованием вихревой зоны. Срыву потока воздуха также способствует увеличение шероховатости поверхности лопаток и нарушение геометрии профиля.

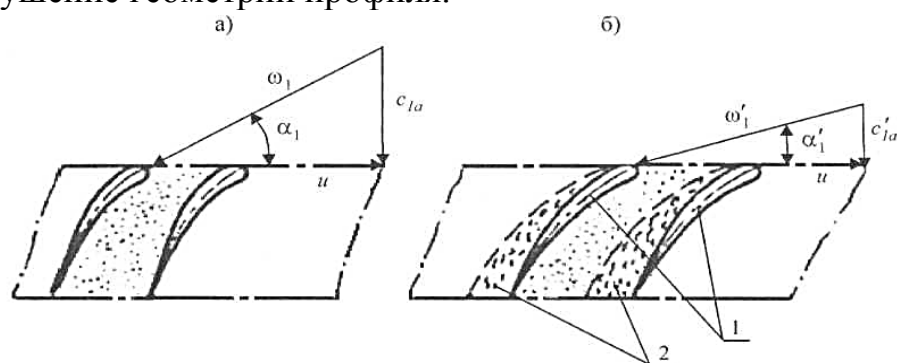


Рис.10. Схема обтекания воздухом чистых (а) и загрязнённых (б) лопаток осевого компрессора: 1 – чистые лопатки ОК; 2 – отложения загрязнений на рабочих лопатках ОК

Вихревая зона перекрывает частично межлопаточные каналы, что ведёт к уменьшению поступления воздуха на следующую ступень и срыву потока воздуха на её лопатках. Таким образом, движение воздуха от ступени к ступени является пульсирующим и, соответственно, весь ОК работает в нерасчётном режиме со снижением характеристик.

Отложения на лопатках осевого компрессора вдоль его оси постепенно уменьшаются, т.е. последние ступени компрессора загрязняются меньше. Наиболее интенсивно образуются отложения на I – III ступенях воздушных компрессоров.

Причиной образования плёнки загрязнений на лопатках ОК является содержание в воздухе, поступающем в осевой компрессор, пыли органического происхождения, аэрозолей пыли и масла, воды и т. п.

Следует также отметить, что интенсивность образования загрязнений зависит от чистоты обработки поверхностей лопаток и наличия покрытий лопаток первых ступеней ОК. Лопатки без покрытий быстрее загрязняются, а после очистки характеристики такого компрессора не полностью восстанавливаются.

Для повышения располагаемой мощности $N_{ер}$ и эффективного КПД η_e ГТУ, а также снижения вероятности возникновения помпажа ОК в процессе регулирования режима работы ГППА на практике используется периодическая очистка проточной части осевого компрессора ГТУ. В отечественной и зарубежной практике отработаны и используются три метода очистки осевых компрессоров ГТУ:

- очистка на работающем агрегате («на ходу») с помощью твёрдых очистителей для газотурбинных установок стационарного (промышленного) типа;
- промывка на работающем агрегате («на ходу») с помощью жидких моющих средств для авиационных и судовых газотурбинных установок;
- промывка на остановленном агрегате с помощью жидких моющих средств при прокрутке ротора на пусковом устройстве для авиационных и судовых газотурбинных установок.

В качестве твёрдых очистителей может использоваться косточковая крошка, молотая скорлупа грецких орехов, размером от 0,5 до 3 мм, рис, просо, пшеница и т.п., а в качестве жидких моющих средств – специальные растворы «Синвал», «М-1», «М-2», Прогресс», «Т-950» и т.д. [37,42].

Очистка проточной части осевого компрессора ГТД твёрдыми очистителями осуществляется на работающих агрегатах. Режим работы агрегата при этом практически не изменяется. При проведении одной очистки расходуется 10-30 кг твёрдого очистителя, который подаётся на вход ОК через специальный бункер.

Для промывки осевых компрессоров ГТУ авиационного и судового типов на входе воздуха в ОК устанавливаются специальные коллекторы с форсунками (*рис.11*). На современных ГТУ используются передвижные или стационарные установки для подготовки и подачи моющего раствора для промывки и чистой воды для ополаскивания проточной части ОК. В этих установках для подачи моющего раствора и чистой воды из расходного бака используется либо давление воздуха, отбираемого после ОК, либо насос.

Промывка осевых компрессоров ГТУ авиационного и судового типов как на работающем агрегате («на ходу»), так и на остановленном агрегате при прокрутке ротора на пусковом устройстве состоит из двух этапов.

На первом этапе промывки при холодной прокрутке при работающем пусковом устройстве в проточную часть ОК под давлением 0,4 – 0,8 МПа подаётся через форсунки жидкий моющий раствор, подогретый в расходном баке системы промывки до температуры 70-80 ° С. Затем пусковое устройство останавливается, проводится «отмачивание» в течение 10-20 мин и слив жидкости через дренажное устройство. Такие операции повторяются несколько раз. Число циклов зависит от степени загрязнения двигателя, а оценка эффективности промывки может осуществляться визуально – по чистоте сливаемой из дренажного устройства.

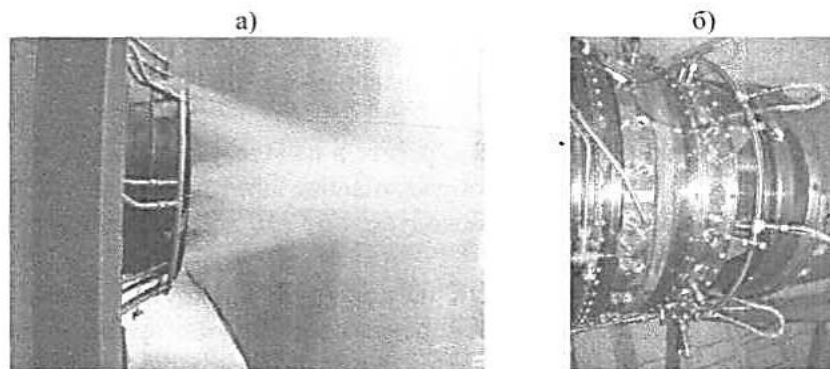


Рис.11. Коллектор с форсунками для промывки ОК на ГТД АЛ-31СТ: а) работа коллектора для промывки ОК на испытательном стенде; б) установка коллектора для промывки ОК на газотурбинном двигателе

На втором этапе процесса промывки осуществляется ополаскивание ОК чистой водой. Промывка проточной части ОК ГТУ на холодной прокрутке производится не ранее, чем через 3 часа после остановки двигателя.

При промывке ОК на работающем агрегате в начале через форсунки подаётся моющий раствор, затем производится ополаскивание проточной части ОК чистой водой. При этом способе промывки расходуется от 150 до 300 л моющего раствора в зависимости от типа двигателя.

Эффективность промывки ОК на холодной прокрутке можно оценить как по чистоте сливаемой жидкости из дренажного устройства, так и расчётным путём в результате обработки результатов теплотехнических испытаний ГГПА, проводимых до и после промывки ОК. Эффективность промывки ОК «на ходу» можно оценить только в результате анализа значений критериев оценки эффективности промывок, определяемых с использованием результатов теплотехнических испытаний агрегатов.

В настоящее время признано оптимальным проводить промывку ОК авиационных и судовых ГТУ на холодной прокрутке в период остановки агрегатов либо по технологическим причинам, либо для проведения плановых регламентных работ, а промывки «на ходу» в период между ними. Средние оптимальные временные интервалы между промывками на холодной прокрутке составляют для большинства ГТУ 1000 -2000 часов, а при промывке «на ходу» 150 -300 часов.

Некоторые фирмы для поддержания параметров проточной части осевого компрессора применяют специальные покрытия лопаток, которые обеспечивают:

- слабую прилипаемость к лопаткам продуктов загрязнения;
- максимальную наработку между ремонтами;
- противозерозионную и противокоррозионную защиту.

Если система компримирования оснащена газотурбинными газоперекачивающими агрегатами, то наряду с включением в работу

дополнительных агрегатов или остановкой одной или нескольких ГПА регулирование происходит за счёт изменения частоты вращения силовых (свободных) турбин ГТУ[1].

3.3.2. Электроприводные газоперекачивающие агрегаты (ЭГПА)

При эксплуатации магистральных газопроводов их характеристики подвержены постоянным изменениям: меняется подача природного газа по технологическим участкам МГ; изменяется температура и давление газа на входе компрессорных станций. А так как характеристики газопроводов и систем компримирования КС должны быть согласованы, необходимо регулирование режимов работы КС за счёт изменения режимов работы ГПА.

При оснащении компрессорных цехов электроприводными нагнетателями регулирование режимов работы систем компримирования возможно следующими способами [1,43]:

- дросселированием газа на входе в нагнетатель;
- изменением объёмного расхода газа путём установки входного поворотного направляющего аппарата ЦБН;
- перепуском части сжатого природного газа с выхода нагнетателя на вход;
- заменой сменной проточной части (СПЧ) нагнетателя;
- изменением передаточного числа в редукторе путём замены пары: колёса и шестерни;
- путём установки гидромукты;
- изменением количества работающих ГПА;
- изменением частоты вращения вала электродвигателя.

Следует отметить, что все перечисленные способы регулирования режимов работы ЭГПА связаны с существенными энергетическими потерями и, как следствие, приводят к росту эксплуатационных затрат.

1. Регулирование режима работы ЭГПА за счёт дросселирования газа на входе в нагнетатель может осуществляться с помощью дросселирующего устройства, например, регулятора, который создаёт дополнительное гидравлическое сопротивление, в результате чего изменяются характеристики природного газа на входе в нагнетатель. (*Дросселирование – понижение давления газа или пара при протекании через сужение проходного канала трубопровода – дроссель*). За счёт дросселирования снижается давление и температура природного газа на входе в нагнетатель, при этом в итоге понижается плотность природного газа и увеличивается объёмный расход газа на входе в ЦБН с Q_1 до расчётного значения Q_p , что при неизменном коммерческом расходе газа приводит к снижению степени повышения давления природного газа в ЭГПА.

Краны-регуляторы устанавливаются, как правило, на входе в цех за краном №7 по ходу газа или иногда на трассе газопровода, где необходимо обеспечить плавное снижение (сброс) давления газа из трубопровода, имеющего более высокое давление. Несмотря на то, что дросселирование

газ на входе центробежных нагнетателей ЭГПА являются одним из самых неэкономичных способов регулирования, он нашёл применение на некоторых КС благодаря своей простоте. Управление такими кранами, как правило, осуществляется автономно и не связано с системой автоматического управления агрегатной автоматикой ГПА.

2. Регулирование потока газа путём установки входного поворотного направляющего аппарата (ВПНА) осуществляется изменением входного угла направления потока газа на лопатки рабочего колеса ЦБН. Применение ВПНА позволяет осуществлять плавное изменение объёмного расхода газа на входе ЦБН. При этом диапазон регулирования, который может обеспечить ВПНА, близок к диапазону регулирования оборотов газотурбинной установки (ГТУ), что соответствует изменению частоты вращения рабочего колеса нагнетателя в пределах 0,8 – 1,0 от номинального значения. Изменение рабочей характеристики ЦБН с помощью ВПНА является весьма эффективным способом регулирования. Надёжная и достаточно простая конструкция входного поворотного направляющего аппарата широко была внедрена на агрегатах STD-4000-2 с одноступенчатым нагнетателем типа 280-11 и неплохо зарекомендовала себя в работе (*Рис.12*).

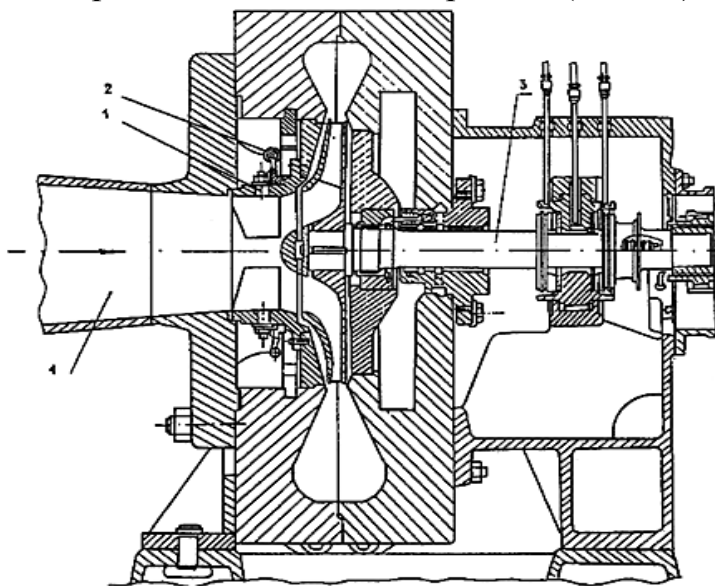


Рис.12. Центробежный нагнетатель типа 280-11-7 с регулируемым входным направляющим аппаратом:

1- входной направляющий аппарат; 2 – приводная тяга поворотного направляющего аппарата; 3 – ротор нагнетателя; 4 – входной патрубок.

Попытка внедрить ВПНА на электроприводных ГПА типа STD-12500-2 с полнонапорными ЦБН пока не получила распространения из-за сложности конструкции входного поворотного направляющего аппарата.

3. Регулирование режима работы ЦБН электроприводных ГПА путём перепуска части газа из нагнетательного во всасывающий коллектор нагнетателя, то есть путём байпасирования, приводит к резкому снижению эффективности работы агрегата и, соответственно, всей системы компримирования КС из-за большой потери энергии в результате перепуска.

В связи с этим такой способ регулирования крайне нежелателен. Однако этот способ регулирования всё-таки используется на КС из-за технологической необходимости при пусках и остановках ГПА, а также для предотвращения помпажа в нагнетателях природного газа.

4. На основании анализа режимов работы ЭГПА в процессе эксплуатации можно подобрать сменную проточную часть ЦБН, которая в конкретных условиях имела бы рабочие характеристики, необходимые для наиболее экономичной работы ЭГПА. Он очень эффективен при массовой замене сменных проточных частей, а также на станциях подземного хранения газа.

5. Регулирование характеристик ЭГПА можно производить и путём изменения передаточного числа в редукторе, однако из-за своей дороговизны этот способ применяется крайне редко, в основном при модернизации ЭГПА.

6. Установка гидромуфта для обеспечения регулирования нагнетателя не нашла применения из-за очень низкого КПД гидромуфты и повышения эксплуатационных расходов, связанных с их обслуживанием и ремонтом.

7. Наибольшую эффективность из всех существующих способов можно достичь путём применения электродвигателей с регулируемой частотой вращения приводного вала электродвигателя.

Основные преимущества современных регулируемых ЭГПА заключаются в следующем: низкие капитальные вложения при строительстве новых и реконструкции старых КС и эксплуатационные затраты в процессе работы; высокие энергетические и регулировочные характеристики электропривода; простота конструкции (относительно агрегатов с газотурбинным приводом); высокая надёжность работы при своевременном техническом обслуживании, длительный моторесурс и ремонтпригодность; высокая степень автоматизации производства; возможность оперативной диагностики всех силовых электрических элементов и электродвигателя, а также возможность прогнозирования остаточного ресурса; исключение сжигания природного газа при его транспортировке и экологичности [44].

Достижения в области силовой электроники, микропроцессорной техники и машиностроения, позволяют создавать высокоэффективные быстроходные электроприводы. Единственным сдерживающим фактором более широкого и интенсивного внедрения ЭГПА в ГТС России являются тарифные перекосы на природный газ и электроэнергию, а также «мягкое» экологическое законодательство.

Зарубежные и отечественные производители в настоящее время освоили производство высокотехнологичных ЭГПА с использованием двух компоновочных схем [44]:

- с использованием выносного компрессора и электропривода в виде автономного агрегата;
- с использованием капсулированной компоновки, при которой ЭГПА создаётся в виде герметичного моноблока, в корпусе которого размещён

электропривод с магнитным подвесом и турбокомпрессор с сухими газовыми уплотнениями.

Последний вариант компоновки является безальтернативным для агрегатов подводных компрессорных станций морских газопроводов.

В ПАО «Газпром» разработана «Программа повышения надёжности работы и эффективности компрессорных станций с электроприводными газоперекачивающими агрегатами» [45], предусматривающая поэтапную замену электрооборудования, срок эксплуатации которого превысил нормативный срок. Одной из тенденций в области энергосберегающих технологий является применение частотно-регулируемых электроприводов на основе асинхронных электродвигателей и полупроводниковых преобразователей частоты, снижающих потребление электрической энергии, повышающих степень автоматизации, удобство эксплуатации оборудования и качество технологических процессов.

Решением этой важнейшей для отрасли задачи занимается Санкт-Петербургская компания ЗАО «РЭП Холдинг» - единственное предприятие в России, которое производит и собирает все компоненты ЭГПА (нагнетатель, высокоскоростной асинхронный двигатель, преобразователь частоты, САУ, системы охлаждения и электроснабжения), проводит инжиниринговые и проектные работы, шефмонтаж, пусконаладку и сервисное обслуживание на объектах заказчика.

Предприятие серийно выпускает автоматизированные электроприводные ГПА с дистанционным управлением для компримирования природного газа на компрессорных станциях. ЗАО «РЭПХ» производит ЭГПА мощностью 4,0, 6,3, 8,0, 12,5 МВт для замены устаревших электроприводных агрегатов при реконструкции компрессорных станций (*рис.13*). Все агрегаты безредукторные, на активном магнитном подвесе, с системой сухих газовых уплотнений и частотно-регулируемым электроприводом, безмасляные, что сводит к минимуму потребность в расходных материалах [45].



Рис.13. Внешний вид ЭГПА-6,3/8200-56/1,44-Р

Разработка нового ЭГПА-12,5 в сухом исполнении продолжает серию нагнетателей 4 и 6,6 МВт с высокооборотным электродвигателем Siemens (рис.14).



Рис. 14. Внешний вид ЭГПА-12,5/6500-75/1,5-Р

Современные технические решения, используемые в ГПА с электроприводом, позволяют создавать высокоэффективные, надёжные и безопасные агрегаты, как в экологическом, так и в техническом плане.

Одним из перспективных типов ЭГПА являются герметичные подводные агрегаты, использование которых при разработке морских

месторождений, позволит транспортировать природный газ без использования транспортных судов по средствам подводных трубопроводов.

3.4. Регулирование режимов работы систем компримирования при совместной работе газотурбинных и электроприводных ГПА

В настоящее время на КС МГ страны используются в основном электроприводные ГПА отечественного производства. Важнейшей особенностью этих ГПА является невозможность регулирования работы агрегата за счёт изменения частоты вращения рабочего колеса ЦБН. В связи с этим регулирование в цехах, оснащённых ЭГПА, может осуществляться включением и выключением из работы агрегатов, дросселированием газа на входе в нагнетатель, установкой входного поворотного направляющего аппарата перед рабочим колесом нагнетателя, перепуском части потока газа из нагнетательной линии на вход нагнетателя, заменой проточной части нагнетателя, изменением передаточного числа в редукторе, путём установки гидромuffты [20].

Использование этих способов связано с серьёзными энергетическими потерями, что ведёт либо к росту энергетических и, как следствие, эксплуатационных затрат, либо к существенному увеличению капитальных затрат.

Одним из возможных способов снижения энергетических потерь при регулировании систем компримирования КС, оснащённых ЭГПА, является использование газотурбинных газоперекачивающих агрегатов, работающих совместно с электроприводными ГПА. Газотурбинные агрегаты позволяют осуществлять плавное регулирование режима работы ГПА и всей системы компримирования за счёт изменения частот вращения силовых валов ГТУ в достаточно широком диапазоне. Это может быть осуществлено за счёт установки ГГПА в электроприводные цеха однопоточных МГ или при совместной работе газотурбинных и электроприводных цехов на многоцеховых КС. Для реализации такого способа регулирования в условиях переменной подачи газа по многопоточному газопроводу и изменяющейся степени повышения давления природного газа по КС необходимо использование переключателей между нитками многопоточных газопроводов.

При совместном использовании электроприводного и газотурбинного агрегатов работу ЭГПА целесообразно осуществлять в *базовом режиме*, а работу ГГПА в *режиме регулирования подачи и степени повышения давления природного газа*. Изменяя частоту вращения силового вала ГТУ, можно изменять расход газа через ЭГПА и, следовательно, степень повышения давления газа в системе компримирования КС.

Следует отметить, что при оснащении КС агрегатами различных типов, различной мощности и различного технического состояния возникают проблемы, связанные с надёжностью работы «высокой стороны» КС. Эти проблемы не в последнюю очередь связаны с регулированием режима работы КС при изменении характеристик природного газа на входе КС может

явиться возникновения переходных режимов. При этих режимах значения степени повышения давления газа в параллельно работающих ГПА не совпадают, что вызывает возникновение пульсаций газовых потоков в обвязке «высокой стороны» КС и, как следствие, дополнительные вибрационные процессы в обвязке КС, что может привести к аварийным ситуациям.

Выбор типа и единичной мощности вводимой в работу ГПА обусловлен числом и типами агрегатов, установленных на КС, их техническим состоянием и прогнозом колебаний подачи природного газа по рассматриваемому участку МГ. Этот выбор производится на основании результатов технико-экономического расчёта, проводимого для возможных схем эксплуатации работающих ГПА.

3.5. Выбор оптимальной схемы компримирования природного газа на КС и распределение нагрузки между ГПА в этих системах

Технологически и энергетически обоснованный подбор газоперекачивающих агрегатов для систем компримирования КС и качественное их обслуживание, позволяющее поддерживать их высокое техническое состояние в процессе эксплуатации, необходимы для снижения энергоёмкости магистрального транспорта природного газа, но ещё не гарантируют желаемого весомого эффекта минимизации энергетических затрат на перекачку природного газа.

Наибольший эффект от рационального выбора и качественного обслуживания газокomppressorного оборудования на КС может быть получен, если решение этих задач сопровождается оптимальным выбором систем компримирования природного газа на КС и энергетически обоснованным распределением нагрузки между ГПА в этих системах. Важность и результативность решения этих задач усиливается при недозагрузке технологических участков МГ, на которых установлены КС.

С технологической точки зрения выбранная схема компримирования КС должна обеспечить требуемую подачу природного газа по технологическому участку МГ Q_k и степень повышения давления природного газа на станции ϵ . Выбор типа, единичной мощности и числа ГПА, включённых в рабочую систему компримирования, обусловлен, наряду с подачей и степенью повышения давления природного газа, числом и типами агрегатов, установленных на КС и наличием перемычек между компрессорными цехами.

Выбор агрегатов, включаемых в систему компримирования и распределение их загрузки проводится на основе действительных термогазодинамических характеристик ЦБН и действительного технического состояния энергопривода, отдавая предпочтение газотурбинным газоперекачивающим агрегатам с большей единичной мощностью.

Экономическую обоснованность выбора агрегатов, включаемых в систему компримирования КС, можно оценить по величине

эксплуатационных затрат, которые, наряду с энергозатратами на сжатие природного газа в денежном выражении, включают в себя затраты на обслуживание сопоставляемых схем компримирования.

Задача оптимизации работы компрессорных станций магистрального газопровода – это перераспределение нагрузки между КС и выбор схемы компримирования природного газа с минимальными энергозатратами, которым соответствует минимальная внутренняя мощность, наибольший политропный КПД и оптимальная степень сжатия (т.е. близкая по значению паспортным данным) при заданной производительности перекачки. Сравнение режимов ведётся по величине удельных энергозатрат.

Различают три схемы работы компрессорного цеха: работа агрегатов параллельно, последовательно и последовательно-параллельные.

В качестве критерия, используемого при энергетически обоснованном выборе системы компримирования и определении рациональной загрузки параллельно работающих агрегатов с газотурбинным приводом с целью минимизации энергозатрат в системе компримирования КЦ или КС, предложен *приведенный КПД системы компримирования компрессорного цеха или КС* $\eta_{с.к.(КЦ, КС)}$ с учётом действительного технического состояния и загрузки ГПА, участвующих в процессе сжатия природного газа [1]:

$$\eta_{с.к.(КЦ, КС)} = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_{ГПАi} \cdot N_{ei}}{\sum_{i=1}^n N_{en_i}} = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_{номинал_i} \cdot K_{тi} \cdot \eta_{en_i} \cdot K_{\eta_{ei}} \cdot \bar{\eta}_{ei} \cdot N_{ei}}{\sum_{i=1}^n (N_{en_i} \cdot K_{N_{ei}})}, \quad (3.3)$$

где $\eta_{ГПАi}$ – приведенный КПД i-го ГПА, входящего в систему компримирования;

N_{ei} – эффективная мощность, расходуемая на сжатие природного газа в i-м ГПА;

N_{ei} – эффективная мощность, расходуемая на сжатие природного газа в i-м ГПА, $N_{ei} = N_{и} + N_{мех.i}$;

$N_{и}$ – внутренняя (индикаторная) мощность, затрачиваемая на сжатие природного газа в i-м ГПА, определяемая из приведенных характеристик нагнетателя с учётом технического состояния ЦБН;

$N_{мех.i}$ – механические потери при передаче энергии от энергопривода к ЦБН;

$K_{тi}$ – коэффициент технического состояния ЦБН i-го ГПА по политропному КПД;

η_{en_i} – номинальный (паспортный) КПД ГТУ i-го ГПА;

$K_{\eta i}$ – коэффициент технического состояния ГТУ по эффективному КПД i-го ГПА;

$\bar{\eta}_{ei}$ – относительный КПД ГТУ, зависящий от загрузки i-го ГПА.

Оптимальный выбор системы компримирования с энергетически целесообразным распределением нагрузки между ГПА с газотурбинным

приводом характеризуется максимальным значением приведенного КПД системы компримирования компрессорного цеха или КС:

$$\eta_{с.к.}(КЦ, КС) \rightarrow \max. \quad (3.4)$$

В качестве критерия, значение которого определяет энергетическую и экономическую целесообразность выбора схемы компримирования в случае, когда системы компримирования оснащены как только газотурбинными газоперекачивающими агрегатами, так и газотурбинными и электроприводными ГПА, предлагаются энергетические затраты в денежном выражении - энергетическая составляющая эксплуатационных расходов ($C_{э.с.к.}$) [1].

$$C_{э.с.к.} = \frac{3,6 \cdot q_{m.}}{Q_{np}} \cdot \sum_{i=1}^x \frac{N_{ii}}{\eta_{ei} \cdot \eta_{мех.i}} + q_{э.} \cdot \sum_{j=1}^y \frac{N_{ij}}{\eta_{эл.j} \cdot \eta_{ред.j}}, \quad (3.5)$$

где N_{ii} , N_{ij} – внутренняя мощность, расходуемая на сжатие газа в нагнетателях i -го работающего ГПА и j -го работающего ЭПА, включённых в систему компримирования КС, кВт;

η_{ei} – эффективный КПД ГТУ i -го работающего ГПА;

$\eta_{мех.i}$ – механический КПД i -го ГПА, учитывающий механические потери при передаче энергии от ГТУ к нагнетателю;

$\eta_{эл.j} \eta_{ред.j}$ – КПД электродвигателя и редуктора j -го работающего ЭПА;

$c_{тг}$ – цена топливного газа, руб./1000 м³;

$c_{э.}$ – цена электрической энергии на станции, руб/(кВт·ч);

Q_{np} – низшая теплота сгорания топливного газа, кДж/м³.

При энергетически и экономически оптимальном выборе системы компримирования, оснащённой газоперекачивающими агрегатами с газотурбинным и электроприводом значение энергетической составляющей эксплуатационных затрат в системе компримирования компрессорного цеха или КС стремится к минимуму:

$$C_{э.с.к.}(КЦ, КС) \rightarrow \min \quad (3.6)$$

3.6. Регулирование и оптимизация режимов работы систем охлаждения на компрессорных станциях

Системы охлаждения природного газа на КС технологических участков МГ, расположенных вне зоны многолетнемёрзлых пород, обеспечивают охлаждение природного газа до температуры, которая должна быть выше как температуры конденсато- и гидратообразования, так и температуры грунта и ниже температуры допустимых значений температуры устойчивой работы линейных участков МГ и изоляционного покрытия газопровода. В этом диапазоне температур возможно регулирование режима работы системы

охлаждения на КС, с точки зрения сокращения энергетических затрат на транспорт газа и эксплуатационных расходов[1].

Наибольшее распространение в настоящее время на линейных участках Кс МГ получили системы охлаждения, использующие для охлаждения природного газа аппараты воздушного охлаждения (АВО), которые имеют простые схемы, экологически чисты, надёжны в эксплуатации, достаточно просто подключаются к обвязке компрессорных станций.

Оптимизация режимов работы АВО и систем охлаждения газа в целом являются одним из ресурсов энергосбережения при транспортировке природного газа.

Регулирование режимов работы систем охлаждения, оснащённых АВО, можно осуществлять различными способами, в частности:

- за счёт изменения угла установки лопастей вентиляторов;
- перепуска (байпасирования) части потока природного газа системы охлаждения;
- включения или отключения вентиляторов, установленных на АВО.

Регулирование режима работы АВО за счёт изменения угла установки лопастей вентиляторов возможно только на остановленных аппаратах. Кроме того, при использовании этого метода регулирования возможна разбалансировка роторов вентиляторов, что резко ограничивает область его применения.

Регулирование работы системы охлаждения за счёт байпасирования потока природного газа системы охлаждения, хотя и уменьшает величину падения давления потока природного газа, приводит к снижению тепловой мощности системы охлаждения КС. При этом байпасными газоходами оборудована только часть системы охлаждения на КС, что также сужает область применения этого метода регулирования.

В настоящее время регулирование режима работы систем охлаждения на КС в подавляющем большинстве случаев производится за счёт включения или отключения вентиляторов, установленных на АВО, что позволяет изменять тепловую мощность аппаратов и всей системы охлаждения.

Задача оптимизации режимов работы АВО и систем охлаждения газа может решаться за счёт оптимального регулирования режимов работы АВО, входящих в цеховые системы охлаждения газа, за счёт включения или отключения вентиляторов, установленных на АВО.

Основным параметром, определяющим значение тепловой мощности АВО, является максимальная разность температур между природным газом и атмосферным воздухом $\Delta t_{\max} = t_1' - t_{0.c.}$. В связи с этим в процессе обработки эксплуатационных характеристик системы охлаждения следует определять зависимости тепловой мощности одного АВО Q_1 от величины максимальной разности температур между природным газом и атмосферным воздухом $\Delta t_{\max}$

$$Q_1 = f(\Delta t_{\max}). \quad (3.7)$$

Следует отметить, что расход природного газа через АВО весьма незначительно влияет на тепловую мощность аппаратов. Это связано с тем, что значение коэффициента теплопередачи от потока природного газа к атмосферному воздуху k в основном определяется величиной коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности труб АВО к воздуху α_2 и значением термических сопротивлений загрязнений, образующихся на поверхности теплообмена $\Sigma(\delta_1/\lambda_1)$. Коэффициент теплопередачи от природного газа к атмосферному воздуху, а, следовательно, и тепловая мощность аппарата колеблется в пределах $\pm 5\%$ при изменении расхода природного газа в диапазоне $\pm 30\%$ [69].

Анализ эксплуатационных характеристик систем охлаждения КС показал, что в зимний период большая часть АВО работает при отключённых вентиляторах (при свободной конвенции от наружной поверхности труб АВО к воздуху). Это даёт возможность определить тепловую мощность аппаратов при отключённых вентиляторах Q_{1cv} и её зависимость от максимальной среднесуточной разности температур между природным газом и атмосферным воздухом Δt_{max} .

Если же АВО в системе охлаждения работают при отключённых вентиляторах, тепловая мощность одного аппарата Q_{1cv} определяется по соотношению:

$$Q_{1cv} = \frac{Q_{охл}}{i} = \frac{G \cdot c_{pm} \cdot (t_1' - t_1'')}{n}, \quad (3.8)$$

где i – число АВО в системе охлаждения;

n – число АВО, работающих при свободной конвенции;

$Q_{охл}$ – требуемая тепловая мощность системы охлаждения, кВт;

G – массовый расход природного газа, кг/с;

c_{pm} – средняя изобарная теплоёмкость природного газа, кДж/(кг·К);

t_1' – температура природного газа после сжатия в центробежных нагнетателях;

t_1'' – температура природного газа на выходе из системы охлаждения.

В осенний и весенний периоды часть АВО n в системах охлаждения работает при отключённых вентиляторах, а часть – с одним включённым вентилятором m , что даёт возможность определить тепловую мощность аппаратов при одном включённом вентиляторе Q_{1lv}

$$Q_{1lv} = \frac{Q_{охл} - n \cdot Q_{1cv}}{i - n} = \frac{G \cdot c_{pm} \cdot (t_1' - t_1'') - n \cdot Q_{1cv}}{m}. \quad (3.9)$$

В летний период, когда максимальная разность температур между природным газом и атмосферным воздухом имеет самые низкие значения в году, часть АВО в системах охлаждения работают с одним включённым вентилятором m , а часть – с двумя включёнными вентиляторами g , что даёт возможность определить тепловую мощность аппаратов с двумя

включёнными вентиляторами $Q_{12в}$ и её зависимость от максимальной среднесуточной разности температур между природным газом и атмосферным воздухом:

$$Q_{12в} = \frac{Q_{охл} - m \cdot Q_{11в}}{i - m} = \frac{G \cdot c_{pm} \cdot (t_1' - t_1'') - m \cdot Q_{11в}}{r}, \quad (3.10)$$

Основными типами АВО в системах охлаждения рассматриваемых КС являются аппараты отечественного производства типа 2АВГ-75 и аппараты воздушного охлаждения, производимые итальянской фирмой «NuovoHignone».

Анализ полученных теплотехнических характеристик АВО при различных режимах их работы показывает, что при возрастании температуры окружающего воздуха и требуемой тепловой мощности системы охлаждения, связанной с изменением режима работы участка газопровода, регулирование режима работы системы охлаждения следует проводить в следующей последовательности [1]:

- сначала все АВО в системе охлаждения работают при свободной конвенции;
- при увеличении требуемой тепловой мощности или повышении температуры окружающего воздуха следует последовательно включать по одному вентилятору в аппаратах;
- после того, как во всех АВО включено по одному вентилятору, при необходимости, следует последовательно переводить аппараты на режим работы с двумя включёнными вентиляторами.

Оптимальным режимом системы охлаждения рассматриваемой КС-1 следует считать такой режим, при котором сумма значений энергетической составляющей эксплуатационных затрат в системе охлаждения технологического газа обследуемой компрессорной станции и системах компримирования и охлаждения последующей станции принимает минимальное значение

$$C_{\Sigma c.ox.1} = C_{c.ox1} + C_{c.k2} + C_{c.ox2} = \min. \quad (3.11)$$

Исходя из условий минимального значения суммы энергетических составляющих эксплуатационных затрат в системах охлаждения технологического газа рассматриваемой станции и системах компримирования и охлаждения последующей КС можно определить оптимальное значение температуры газа на входе линейного участка МГ $t_{1-2опт}$ (рис.15.)

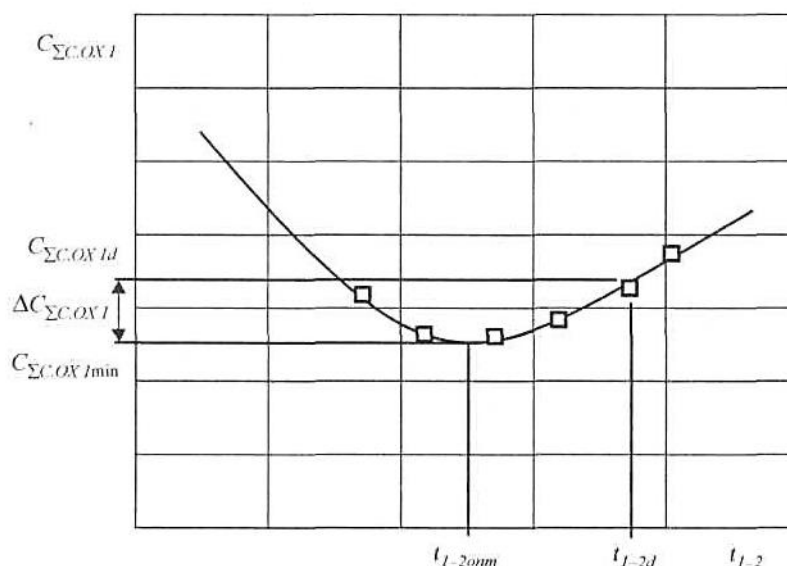


Рис. 15. Графическая иллюстрация алгоритма определения оптимального режима работы системы охлаждения рассматриваемой КС-1:

– расчётные значения критерия оптимизации (3.11) при различных режимах работы рассматриваемой системы охлаждения технологического газа;

— зависимость значения критерия оптимизации (3.11) от режимов работы рассматриваемой системы охлаждения технологического газа.

При реализации алгоритма определения оптимального режима работы системы охлаждения рассматриваемой КС-1 первоначально необходимо определить, за счёт повышения или понижения тепловой мощности системы охлаждения рассматриваемой КС-1 можно снизить критерий оптимизации режима работы системы охлаждения газа $C_{\Sigma c.ox.1}$ (3.11). Изменение тепловой мощности системы охлаждения газа обеспечивается включением (отключением) вентиляторов АВО системы охлаждения КС-1.

Далее следует снижать (повышать) температуру газа на выходе КС-1 до значения, при достижении которого суммарные затраты начинают расти. Это значение температуры можно назвать оптимальным на входе линейного участка МГ t_{1-2opt} (рис.15). Этот режим работы системы охлаждения газа, соответствующей минимальной величине суммарных энергетических затрат $C_{\Sigma c.ox.1min}$ и является оптимальным.

В качестве критерия оценки эффективности режимов работы системы охлаждения природного газа на КС-1, на которой проводится энергетическое обследование, предлагается использовать перерасход суммарного значения энергетической составляющей эксплуатационных затрат в системе охлаждения технологического газа $C_{c.ox.1}$ рассматриваемой компрессорной станции (КС-1), системах компримирования $C_{c.k2}$ и охлаждения $C_{c.ox.2}$ последующей станции (КС-2) в действительном режиме эксплуатации системы охлаждения $C_{\Sigma c.ox.1д}$ относительно оптимального $C_{\Sigma c.ox.1min}$ (рис.3.6):

$$\Delta C_{\Sigma \text{с.ox.1}} = C_{\Sigma \text{с.ox.1д}} - C_{\Sigma \text{с.ox.1min}} \quad (3.12)$$

Чем ниже значение критерия оценки эффективности режимов работы системы охлаждения природного газа, тем ближе режим эксплуатации системы охлаждения к оптимальному. (3.12).

Энергоэффективность эксплуатации систем охлаждения технологического газа на КС МГ во многом обеспечивается эффективностью работы АВО, которая определяется качеством проектирования, изготовления, эксплуатации и обслуживания аппаратов.

Основными направлениями повышения эффективности АВО в процессе проектирования являются[46]:

- оптимизация профиля направляющего аппарата – диффузора;
- подъём конструкций аппаратов над уровнем земли;
- использование вентиляторов нового поколения с высоким аэродинамическим КПД, изготавливаемых с использованием композитных материалов;
- снижение единичной мощности энергопривода вентиляторов;
- использование частотного регулирования электродвигателей.

В производственных условиях на линейных КС МГ в настоящее время применяются следующие методы повышения эффективности работы АВО газа:

- метод сезонного изменения угла атаки лопастей вентиляторов;
- метод сезонной воздушоструйной и пароводоструйной очистки наружных поверхностей трубных досок теплообменных секций АВО;
- очистка внутритрубных поверхностей теплообменных секций АВО;
- метод замены колёс вентиляторов устаревших типов на современные модели, изготовленные из композитных материалов и обладающих улучшенными аэродинамическими характеристиками.

3.7. Снижение энергозатрат на транспорт природного газа за счёт периодической очистки внутренней полости газопровода

Количество энергии, полученной природным газом при компримировании на КС, должно быть достаточно для прокачки газа через следующий за компрессорной станцией линейный участок газопровода.

Энергетические затраты на транспорт природного газа во многом определяются гидравлическими потерями на линейных участках МГ, величина которых зависит от режима течения потока газа и состояния внутренней поверхности труб. При этом гидравлическая эффективность внутренней поверхности труб на линейных участках МГ также влияет на надёжность работы и пропускную способность технологических участков магистральных газопроводов.

При снижении коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб участка газопровода E с 1,0 до 0,9 фактическая мощность $N_{\text{КС}}$, затрачиваемой на сжатие на сжатие природного газа на КС,

увеличивается на 23%, а при снижении E с 1,0 до 0,7 расход энергии на сжатие природного газа на КС возрастает более чем в 2 раза (**рис.16**) [1].

Результаты расчёта действительного коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб на линейных участках ряда газопроводов показали, что значение этого коэффициента меняется в зависимости от загрузки газопроводов, режимных характеристик, периодичности и качества чисток газопровода в пределах от 0,702 до 1,0 [1].



Рис.16. Влияние значения коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб на линейном участке на мощность, затрачиваемую на компримирование природного газа на КС

Снижение значения коэффициента гидравлической эффективности внутренней поверхности труб на линейных участках газопроводов наблюдается, как правило, в летние месяцы, когда подача газа по газопроводу по известным причинам падает.

Коэффициент гидравлической эффективности в процессе эксплуатации определяется для каждого участка между КС не реже одного раза в год. По величине E судят о загрязнении трубопровода. Скопления конденсата и воды удаляют продувкой. Если это не приводит к нужному эффекту, то прибегают к очистке трубопровода специальными скребками и поршнями (рис.17).

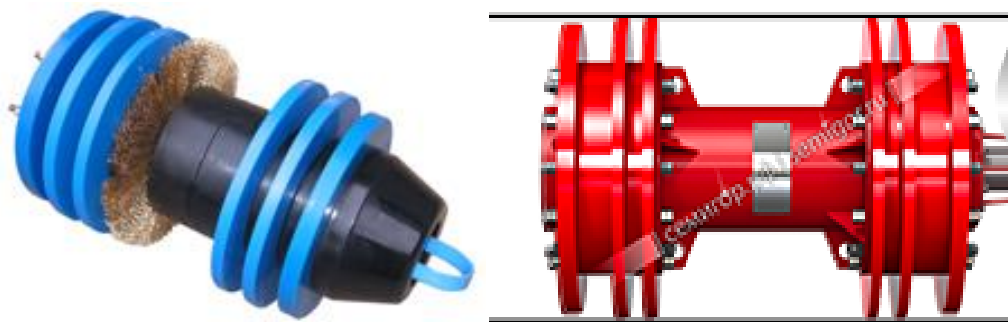


Рис. 17. Внутритрубные скребки

Эффективная эксплуатация магистральных газопроводов невозможна без использования современных методов и средств оценки энергозатрат на транспорт газа, контроля и прогнозирования технического состояния и технологических параметров линейной части МГ и оборудования КС. В связи с этим в последние годы техническая диагностика приобретает всё большее значение для газового комплекса страны.

Основная цель диагностирования – это повышение эффективности и надёжности транспорта газа.

С учётом значительной протяжённости газотранспортной системы (свыше 160 тыс. км газопроводов большого диаметра) и её эксплуатации в регионах со сложными природно-климатическими условиями организация диагностических работ имеет принципиальное значение по сравнению, например, с диагностикой небольших газотранспортных систем в европейских странах (Германия, Италия, Голландия и т.п.) [47].

Для диагностики таких протяжённых сооружений, как магистральные трубопроводы, эффективной является внутритрубная диагностика, и эта идея была реализована в 80-х годах XX века посредством создания снарядов-дефектоскопов, которые, перемещаясь в потоке по трубопроводу, осуществляют сбор информации о дефектах. Первые снаряды-дефектоскопы магнитного действия были разработаны в России в 1996 году. По мере накопления практического опыта были созданы снаряды двух типов – профилемеры и дефектоскопы [48].

За последние 10 лет получили развитие ультразвуковые снаряды-дефектоскопы третьего поколения, отвечающие в большей мере требованиям к определению формы и размеров дефектов (*рис.18*). Если снаряды-профилемеры



Рис.18. Ультразвуковой внутритрубный дефектоскоп для прямого высокоточного измерения толщины стенки трубы (WM)

служат для определения внутреннего проходного сечения трубы и фиксируют отклонения геометрии (гофры, вмятины, овальность), то ультразвуковые снаряды-дефектоскопы способны непосредственно измерять толщину стенки, различать наружные и внутренние дефекты, связанные с

потерей металла, фиксировать параметры дефектов, находящихся внутри стенки трубы.

Кроме того, специальное внимание было уделено разработке и внедрению магнитных снарядов-дефектоскопов и магнитоакустических дефектоскопов (разработки НПО «Спецнефтегаз») (*рис.19, 20,21*) [49].

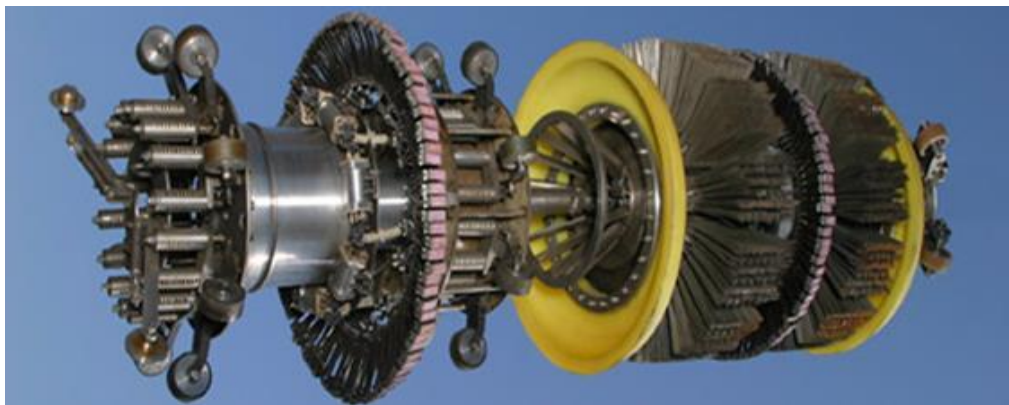


Рис.19. Магнитный дефектоскоп высокого и сверхвысокого разрешения с продольным намагничиванием (MFL)

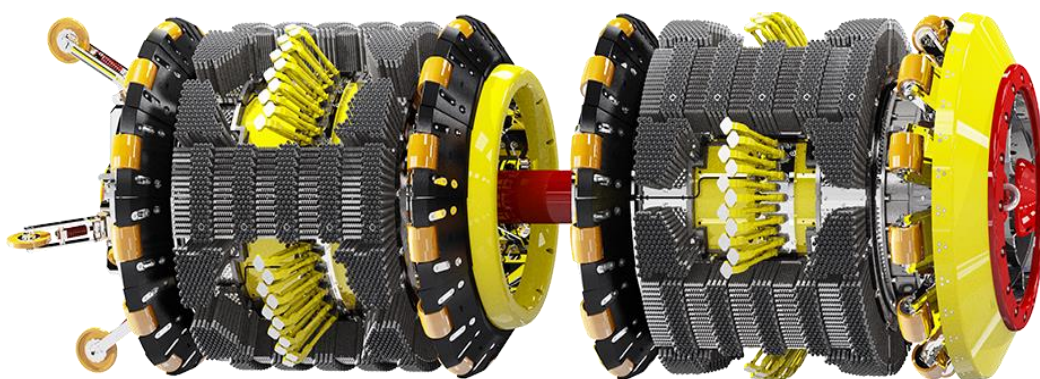


Рис.20. Дефектоскоп поперечного намагничивания ДПТП (TFI)

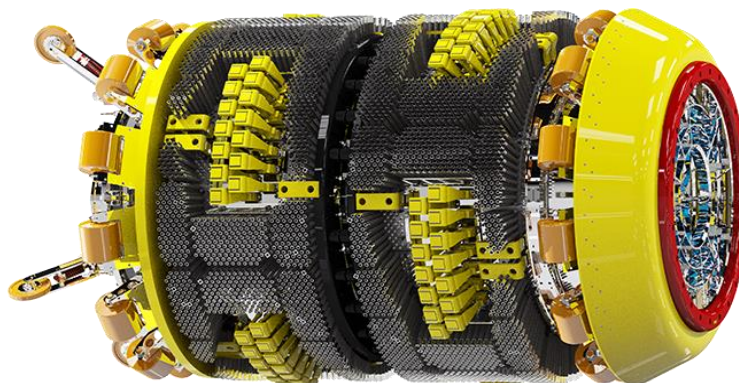


Рис.21.Магнитоакустический дефектоскоп

Для обеспечения регулирования скорости движения дефектоскопов были разработаны встроенные байпасные модули, позволяющие выполнять дефектоскопию без снижения режима транспорта газа.

В настоящее время основные внутритрубные дефектоскопы относятся к классу приборов высокого разрешения, позволяющих гарантированно выявлять дефекты, определять их размеры и классифицировать их по степени опасности.

В результате обобщения передового отечественного и зарубежного опыта проведения внутритрубного технического диагностирования газопроводов был разработан ГОСТ Р 55999-2014 «Внутритрубное техническое диагностирование газопроводов. Общие требования», в котором установлены требования к эксплуатирующей и специализированной организациям, к внутритрубному оборудованию, к системе технического диагностирования, к газопроводам, к безопасному проведению работ и к приёвке, обработке, оформлению, применению и хранению результатов внутритрубного технического диагностирования газопроводов.

Внутритрубная дефектоскопия стала основным инструментом обследования технического состояния магистральных газопроводов.

Глава 4. ТИПОВЫЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ МАГИСТРАЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

4.1 Назначение, цели и задачи каталога эффективных энергосберегающих технологий

Формирование эффективных энергосберегающих технологий в области повышения энергетической эффективности технологических процессов при добыче, транспорте, хранении, распределении и переработке природного газа целесообразно осуществлять системно в едином информационном пространстве и представлять в форме каталога. Последний каталог эффективных энергосберегающих технологий в добыче, транспортировке и подземном хранении газа был разработан ОАО «Газпром» в 2011 году[59].

При разработке Каталога осуществлялась экспертиза энергосберегающих технологий на предмет их соответствия требованиям Постановления Правительства РФ от 12 июля 2011 г. №562[60].

Каталог разработан с целью формирования энергосберегающих проектов и обеспечения оперативного анализа мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности энергетического оборудования, эксплуатируемого дочерними обществами ОАО «Газпром».

Каталог представляет единый систематизированный перечень высокоэффективных энергосберегающих технологий и оборудования, рекомендуемых для внедрения. При этом приведенные в каталоге энергосберегающие технологии при добыче, транспорте, хранении, распределении и переработке природного газа прошли апробацию в дочерних обществах и организациях ОАО «Газпром», по результатам которой проведена оценка энергетической и экономической эффективности их внедрения.

Каталог эффективных технологий предназначен для применения:

- структурными подразделениями, научными, конструкторскими и проектными институтами ОАО «Газпром» для определения резервов снижения энергетических затрат на технологических объектах дочерних обществ и организаций ОАО «Газпром»;
- при оценке эффективности конкурентных предложений на поставку материально-технических ресурсов и обеспечения контроля качества при приёмке оборудования, машин, устройств и агрегатов, закупаемых для нужд дочерних обществ и организаций ОАО «Газпром»;
- при проведении энергетического обследования технологических объектов ОАО «Газпром» и организации аттестации энергетического оборудования;
- дочерними обществами и организациями ОАО «Газпром» при разработке предложений в Программы энергосбережения ОАО «Газпром» и формировании отчётов о её выполнении;

- ООО «Газпром газнадзор», осуществляющем корпоративный контроль за эффективным расходом газа на собственные технологические нужды дочерними обществами и организациями ОАО «Газпром».

4.2. Эффективные технологии, обеспечивающие экономию расхода энергетических ресурсов на собственные технологические нужды в магистральном транспорте газа

Рассмотрим ряд апробированных энергоэффективных инновационных технологий, направленных на снижение энергоёмкости магистрального транспорта природного газа и представленных в Каталоге эффективных энергосберегающих технологий в добыче, транспортировке и подземном хранении газа ОАО «Газпром»[59].

1. Комбинированная высокоэффективная технология транспорта газа на магистральных трубопроводах «Северный поток» (ранее Северо-Европейский газопровод): технология обеспечивает возможность прокачки природного газа в объёме 55 млрд. м³/год по сухопутному участку длиной 917 км и морскому участку длиной 1224 км с использованием высоких уровней рабочего давления – 9,8 МПа (сухопутный участок) и 22 МПа (морской участок), труб большого диаметра с гладкостным внутритрубным покрытием, высокомошных газоперекачивающих агрегатов мощностью 16 и 25 МВт отечественного производства с КПД газотурбинного привода 35-36 % (сухопутный участок) и газоперекачивающих агрегатов мощностью 25 и 50 МВт с КПД 38 и 41 % (морской участок), с промежуточным охлаждением газа между секциями газового компрессора, бесшлейфовой и модульной компоновки газоперекачивающих агрегатов с агрегатным АВО газа (рис.28).

Технологический эффект: удельная энергоёмкость на единицу товаротранспортной работы сокращается на 30% по сравнению с уровнем базовых газопроводов ЕСГ; повышение производительности газопровода в 1,5 -2 раза; уменьшение выбросов парниковых газов в 1,3 -1,5 раза; уменьшение на 65% потерь давления в технологических коммуникациях.



а



б

Рис.28. Строительство морской части газопровода «Северный поток»:

а – трубоукладочное судно Solitaire компании Allsean – самое большое трубоукладочное судно в мире:

б – компрессорная станция «Портовая». Балтийское побережье России

В ноябре 2011 года состоялся ввод в эксплуатацию первой нитки «Северного потока», в октябре 2012 года – второй нитки.

В реализации «Северного потока» приняли участие Россия, Германия, Нидерланды, Франция, а также привлечены поставщики и подрядчики со всего мира, использованы уникальные технологии и материалы. Состояние газопровода контролируется при помощи специальных диагностических устройств, которые запускают по трубе из России в Германию.

Акватория Балтийского моря была тщательно исследована до начала прокладки.

Строительство «Северного потока» осуществлялось с соблюдением самых строгих экологических норм и не нарушило экосистему Балтийского моря.

В октябре 2012 года акционеры «Северного потока» рассмотрели предварительные результаты технико-экономического исследования строительства третьей и четвёртой ниток газопровода и приняли решение, что их строительство является экономически целесообразным и технически осуществимым. Позже проект строительства третьей и четвёртой ниток получил название «Северный поток -2».

В апреле 2017 года было подписано соглашение о финансировании проекта газопровода «Северный поток -2» (рис.29). Пять европейских компаний предоставят досрочное финансирование в объёме 50% общей стоимости проекта.

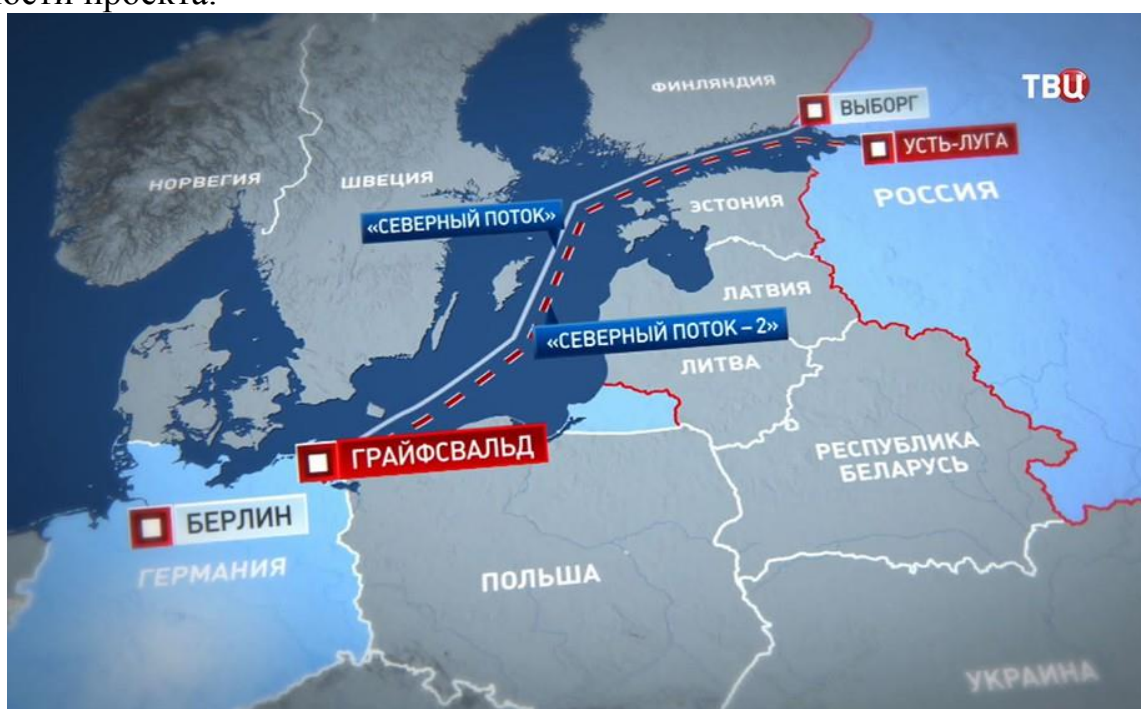


Рис.29 « Северный поток» и «Северный поток – 2» - альтернативные маршруты для транспортировки газа в Европу

«Северный поток – 2» - новый экспортный газопровод из России в Европу через Балтийское море. Протяжённость маршрута – более 1200 км. Совокупная мощность двух ниток «Северного потока – 2» - 55 млрд. м³/год.

Таким образом, суммарная проектная мощность «Северного потока» и «Северного потока – 2» составляет 110 млрд. м³/год. При строительстве «Северного потока – 2» будут использоваться технологии уже отработанные при строительстве «Северного потока». Это позволит реализовать «Северный поток – 2» по самым высоким экологическим стандартам.

2. Технология выработки газа на отключённых участках магистральных газопроводов на основе применения ГПА: газ вырабатывается перед проведением ремонтных работ компрессором ГПА до достижения предельной степени сжатия и минимально допустимой производительности ЦБН.

В целях снижения уровня давления в отключённом участке МГ максимально снижается давление на выходе ГПА – выделяется газопровод на время выработки газа газоперекачивающим агрегатом, организуется сброс рабочего давления на смежную проходную нитку газопровода, используются межцеховые перемычки смежных КЦ для организации выработки участка в двухступенчатом сжатии полнонапорными ГПА, используя промежуточное охлаждение компримируемого газа.

Технологический эффект: выработка газа из отключённых участков при помощи ГПА соответствует современным экономическим и технологическим требованиям: практическое применение технологии обеспечит увеличение объёма сэкономленного газа за счёт уменьшения объёмов стравленного газа из участка. Данный способ выработки значительно сокращает время выработки газа на участке трубопровода (30-40 мин) и имеет значительный потенциал энергосбережения до 30 -50% от стравливаемого газа.

3. Технология контроля за показателями энергоэффективности работы объектов газотранспортной системы на основе информационной системы – Программного комплекса «Магистраль»: оперативный мониторинг удельных расходов энергоресурсов основного и вспомогательного оборудования объектов ГТС (ГПА, компрессорных цехов, АВО газа, котельных, СОГ); расчёт норм расхода и нормативных потребностей в ТЭР для объектов ГТС (ГПА, компрессорных цехов, АВО газа, котельных, СОГ); оперативный мониторинг режимно-технологических параметров работы оборудования; контроль выполнения целевых показателей энергоэффективности объектов ГТС; разработка своевременных мероприятий по повышению эффективности работы элементов ГТС (оптимизация режимов работы элементов ГТС - повышение уровня использования производственной мощности с целью снижения энергозатрат); формирование энергетических паспортов оборудования и баланса расхода ТЭР.

Технологический эффект:

- автоматизация процесса расчёта энергетических показателей режимов работы основного и вспомогательного оборудования на КС;
- выполнение комплексной оценки технического состояния оборудования;
- повышение точности определения производительности и потенциальной работы сжатия ГПА;
- обеспечение оперативного контроля предельных параметров ГПА;
- обеспечение оперативного контроля загрузки ГПА по мощности;
- снижение затрат времени на обработку.

4. Технология оптимизации режимов работы многониточных газопроводов магистрального транспорта газа на основе Программно-вычислительного комплекса «Волна», который предназначен для проведения расчётного моделирования и оптимизации режимов транспорта природного газа по многониточным магистралям в масштабе газотранспортного предприятия. Расчёт текущих режимов транспортировки газа осуществляется в реальном времени (on-line), расчётное прогнозирование процессов выполняется по заданному сценарию управляющих воздействий диспетчера (on-line). Система моделирования осуществляет расчёт давления, температуры, плотности, расхода, запаса и других параметров потока газа в зависимости от времени и положения вдоль магистрали в любом элементе линейной части газопровода, включая трубы, перемычки и байпасы. Расчёт режимов работы компрессорных цехов выполняется программным модулем «Агат», интегрированным в комплекс «Волна».

Технологический эффект: применение ПВК «Волна» в рамках информационно-управляющей системы газотранспортного предприятия для проведения расчётов режимов функционирования газотранспортной системы обеспечивает:

- снижение затрат на транспортировку газа;
- снижение стоимости регламентных работ;
- повышение эффективности планирования поставок газа;
- снижение вредных выбросов в атмосферу;
- оптимизация работы КЦ и КС с разнотипными ГПА при фиксированных термобарических параметрах потока газа, а с учётом технологических ограничений позволяет снизить потребление топливного газа на 1-3% (за счёт оптимального распределения нагрузки между группами ГПА);
- оптимизация режима функционирования всей газотранспортной системы предприятия, обеспечивая снижение потребления топливного газа до 10% (за счёт оптимального распределения нагрузки между группами ГПА);
- формирование корпоративной отчётной документации по энергосбережению и эффективности использования ТЭР.

5. Технология снижения расхода природного газа на собственные технологические нужды компрессорных станций за счёт использования теплоты отработавших продуктов сгорания ГТУ для подогрева топливного газа перед дросселированием (*рис.30*).

Как показывает практика, при малых значениях разности температур между нагревающим и нагреваемом потоков наиболее предпочтительным является применение теплопередающего устройства на базе замкнутых термосифонов.

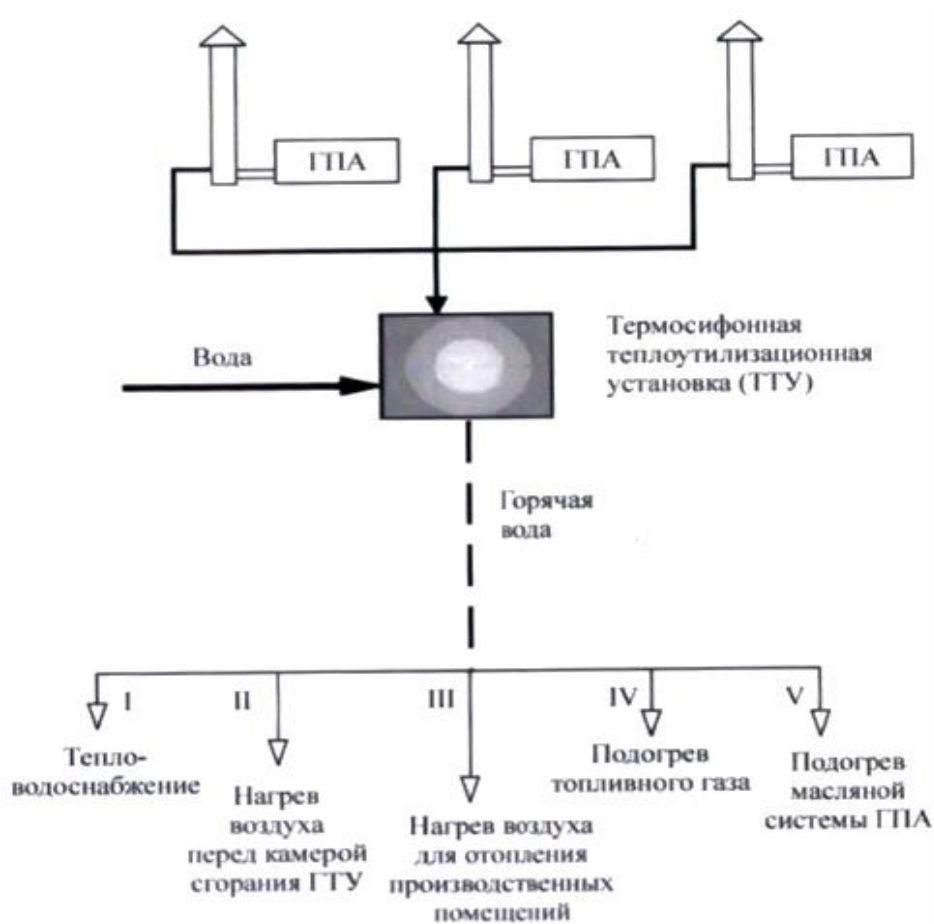


Рис.30. Некоторые направления использования теплоты отработавших продуктов сгорания ГТУ

Технологический эффект: сокращение расхода природного газа на собственные технологические нужды для КС в объёме 1,8 млн.м³ в год.

6. Технология врезки под давлением при проведении ремонтных работ на объектах транспорта газа: технология позволяет выполнять проекты на стальных электросварных прямошовных и спирально-шовных трубах с нормальным пределом прочности до 6,0 МПа включительно, условным диаметром до 1400 мм при фактической толщине стенки не менее 6,5 мм с избыточным давлением среды до 10,0 МПа. Все виды работ выполняются в соответствии со Стандартом ОАО «Газпром» - Инструкции по технологии производства работ на газопроводах врезкой под давлением, разработанного на основе европейских стандартов и технологий.

Технологический эффект: технология врезки под давлением исключает стравливание газа при замене различных узлов, подключения газопроводов – отводов. За три года применения в ОАО «Газпром» удалось избежать потерь порядка 500 млн. м³ газа.

7. Технология промывки проточной части осевого компрессора газовых турбин газотурбинной установки: технология промывки осевого компрессора (ОК) ГТУ осуществляется на ходу, когда ГТУ работает в режиме, или на холодной прокрутке, когда ГТУ остановлена и расхоложена. В процессе эксплуатации газоперекачивающих агрегатов на деталях проточной части осевого компрессора газотурбинной установки происходит загрязнение газовоздушного тракта (ГВТ) в результате оседание пыли, масляных паров и других веществ. Это приводит к снижению мощности, уменьшению эффективного КПД ГТУ, выходу основных параметров ГТУ за допустимые пределы, повышенному износу оборудования и выходу его из строя.

Для восстановления параметров газоперекачивающих агрегатов путём очистки проточной части ГТУ от отложений используется технология промывки компрессора моющим раствором Т-2020 (Т-950, Т-927), подаваемым устройством ТПМ02.

Промывка осевого компрессора газотурбинных установок осуществляется системой промывки (установлена стационарно на двигателе), которая состоит из:

- комплекта форсунок для промывки на ходу;
- комплекта форсунок для промывки на холодной прокрутке;
- устройства ТПМ02 (или его модификаций) для подачи моющего раствора и дистиллированной воды в ОК (*рис.31*).

После окончания промывки выполняется продувка и просушка газовоздушного тракта компрессора.

Технология промывки на ходу состоит из следующих этапов:

- впрыск моющего раствора на вход компрессора;
- впрыск дистиллированной воды для ополаскивания.



Рис.31. Устройство ТПМ02 для подачи моющего раствора и дистиллированной воды в ОК ГТУ

Количество, время впрыска и расход при впрыске определяется для каждого типа ГТУ индивидуально по данным разработчиков ГТУ и систем промывки, а также опытным путём при эксплуатации ГТУ.

Наибольшего эффекта при промывке можно достичь при чередовании промывок на ходу и на холодной прокрутке.

Технологический эффект: сокращение расхода природного газа на собственные технологические нужды и эксплуатационных расходов, повышение мощности и эффективного КПД ГТУ за счёт восстановления теплотехнических характеристик ГТУ; обеспечение требуемых температурных и гидравлических режимов эксплуатации ГТУ.

8. Технология применения частотного регулирования электроприводного газоперекачивающего агрегата с высокооборотным регулируемым электродвигателем и центробежным нагнетателем: в качестве привода ЦБН используется регулируемый электропривод, состоящий из высокоскоростного управляемого асинхронного электродвигателя и трёхфазного полупроводникового преобразователя частоты. Рабочий диапазон частот вращения привода составляет 50 -105 % от номинальной частоты (8200 об/мин).

Современные преобразователи частоты удовлетворяют высоким техническим требованиям и обеспечивают мягкий программируемый пуск двигателя, плавное и экономичное регулирование скорости в широких пределах, высокий и стабильный коэффициент мощности, технически устойчивое использование двигателя, высокие эксплуатационные качества – надёжность системы и существенное снижение шума.

Преобразователь частоты 6SL3810-2LN41-1AA0 производства фирмы Simens предназначен для питания и управления электродвигателем и вместе с последним образует электропривод ЭГПА.

Технологический эффект: в нагнетателе и двигателе ЭГПА установлен бесконтактный магнитный подвес ротора, обеспечивающий улучшение технических характеристик ЭГПА, сокращение расхода электрической энергии, уменьшение эксплуатационных затрат и снижение расходов на его техническое обслуживание. Применяется нагнетатель с сухими газовыми уплотнениями.

9. Технология применения частотного регулирования электропривода рабочего колеса вентилятора аппарата воздушного охлаждения газа: технология индивидуального регулирования частоты тока и напряжения электродвигателей вентиляторов установок воздушного охлаждения газа с целью изменения скорости вращения вентиляторов для изменения производительности УОГ. Регулирование выполняется посредством поддержания в автоматическом режиме заданной температуры газа на выходе УОГ, с обратной связью по величине сигнала, поступающего с датчиков температуры газа, установленных в выходном коллекторе УОГ.

Технологический эффект: экономия электроэнергии на привод вентиляторов АВОГ при работе на режимах регулирования; поддержание требуемой температуры газа на выходе АВО с высокой точностью, плавный пуск электродвигателей с целью преодоления момента инерции рабочего колеса вентилятора без превышения номинального значения тока двигателя; отсутствие необходимости в сезонном изменении углов установки лопастей вентиляторов; не требуется установка устройств компенсации реактивной мощности; контроль потребляемой мощности, момента на валу, защиты от превышения тока двигателя, отстройки от резонансных частот; возможность предотвращения образования гидратов в нижних рядах трубок АВО; возможность диагностики теплогидравлического состояния АВО газа; отсутствие эффекта рециркуляции охлаждающего воздуха.

10. Технология генерации электрической энергии за счёт утилизации тепла отходящих газов ГТУ на основе применения теплоэнергетических установок, состоящих из котла-утилизатора и паровой турбины для выработки электрической энергии или энергии привода нагнетателя.

Технологический эффект: в зависимости от газотранспортного объекта могут применяться установки, выполненные по схемам моно- и дубли-блоков, с одним и двумя контурами пара, без и с дожиганием газа единичной мощностью от 6 до 15 МВт.

11. Технология применения детандер-генераторных агрегатов (ДГА) (рис.32) для выработки электроэнергии на газораспределительных станциях при дросселировании природного газа: установка детандер-генераторной электростанции на газораспределительных станциях позволит вырабатывать электроэнергию для собственных нужд на бестопливной основе.

Технологический эффект: на ГРС происходит дросселирование природного газа от давления порядка 5,0 МПа до давления, необходимого потребителям, с безвозвратной потерей его потенциальной энергии. Преобразование этой энергии в механическую энергию вращающегося

ротора турбины и впоследствии – в электроэнергию на клеммах генератора – позволит получать значительный объём электроэнергии.

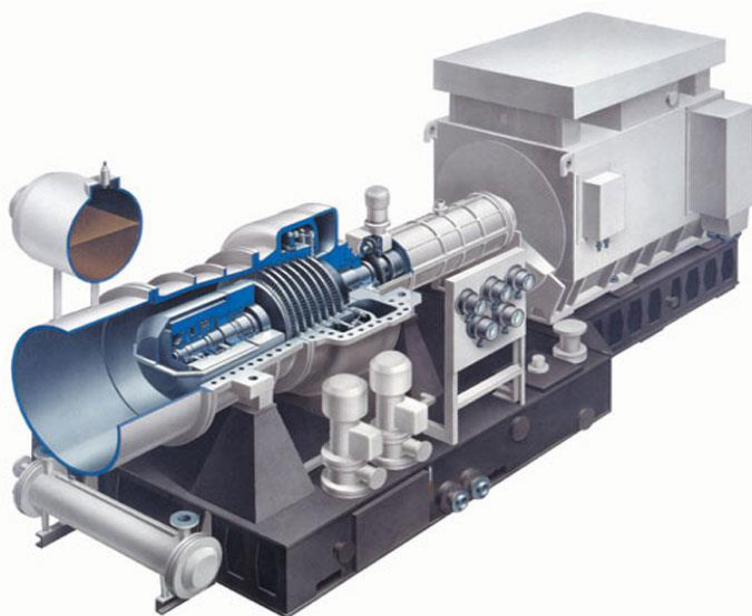


Рис.32. Детандер генераторный агрегат

12. Технология промывки внутренней поверхности трубок теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения газа компрессорных станций с использованием устройства внутренней промывки (УВП01), которая предназначена для удаления загрязнений с внутренней поверхности трубок теплообменных секций АВО газа путём циркуляции во внутритрубном пространстве специального раствора, ортофосфорной кислоты и воды.

При длительной эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения (АВО) газа происходит снижение эффективности работы теплообменных секций АВО вследствие загрязнения внутренних поверхностей трубок.

Рабочие жидкости подаются из бака устройства внутренней промывки (УВП01) через технологические фланцы во внутритрубное пространство секций АВО газа.

Технологический эффект: снижение на 3-5% потребления электроэнергии для привода вентиляторов АВО газа, повышение эффективности охлаждения АВО газа за счёт повышения теплоотдачи.

13. Технология промывки наружной поверхности трубок теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения газа, которая предназначена для удаления загрязнений с наружной поверхности трубок и из межтрубного пространства теплообменных секций АВО газа путём промывки трубок моющим раствором и водой. В качестве моющего раствора используется раствор АВОТЕК АС200 на водной основе, обладающий высокой моющей способностью, являющийся биоразлагаемым и безопасным для материалов, составляющих конструкцию АВО газа.

Рабочие жидкости под давлением подаются из бака устройства для наружной промывки УНП01 (*рис.33*) на форсунки передвижного коллектора наружной промывки (КНП), перемещаемого вручную вдоль промываемой секции АВО газа.

На первом этапе на трубки и в межтрубное пространство секции АВО газа, подлежащей промывке, наносится моющий раствор (*рис.34, а*). Раствор подаётся под давлением $2 - 0,3$ МПа.

После нанесения моющего раствора обработанные поверхности АВО газа выдерживаются в течение 15 -20 минут, после чего производится промывка водой (*рис.34,б*). Вода подаётся под давлением $2,0 - 2,2$ МПа.

В КНП используются плоскоструйные форсунки, расположенные под разными углами к промываемой поверхности.



Рис. 33. Устройство для промывки наружной поверхности труб трубного пучка АВО газа – УНП01



а

б

Рис. 34. Нанесение моющего раствора на наружную поверхность труб трубного пучка АВО (а) и промывка её водой (б).

В ходе промывки в процессе передвижения КНП вдоль секции можно менять положение форсунок в вертикальном направлении. Это позволяет обработать максимальную площадь поверхности секций АВО газа, а также увеличить эффективность ударного воздействия струи при промывке водой.

Технологический эффект: сокращение потребления электроэнергии на 5 -7% на собственные нужды для привода вентиляторов АВО газа, а также уменьшение эксплуатационных расходов за счёт снижения расхода топливного газа.

4.3. Эффективное энергетическое оборудование в транспорте газа

1. Применение современных газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом за счёт высокой эффективности позволяет существенно сократить энергетические затраты на собственные нужды при магистральном транспорте природного газа (рис.35, 36).

Экономический эффект от внедрения современных ГПА состоит в экономии потребления топливного газа на собственные нужды за счёт применения газотурбинных двигателей и газовых компрессоров с более высоким эффективным и политропным КПД и сокращения выбросов загрязняющих веществ с продуктами сгорания.



Рис.35. Газоперекачивающий агрегат ГПА-16 «Волга» на КС «Новоарзамасская» ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород»



Рис. 36. Газоперекачивающий агрегат ГПА-2,5Р-ПС «Урал» на КС «Игринская» ООО «Газпром трансгаз Чайковский»

2. Одним из методов снижения энергетических затрат при магистральном транспорте природного газа является использование в системах охлаждения природного газа на КС МГ современных высокоэффективных аппаратов воздушного охлаждения газа (АВОГ), предназначенных для охлаждения компримированного природного газа в составе установок воздушного охлаждения газа (УОГ). К таким типам АВОГ следует отнести аппараты типа «Айсберг», выпускаемые на рабочее давление 7,5; 8,5; 10,0; 12,5 МПа (рис.37).



Рис.37 Аппарат воздушного охлаждения типа «Айсберг»

Технологический эффект: оптимизация теплотехнических, гидравлических, мощностных, массовых и габаритных характеристик установок охлаждения газа (УОГ); обеспечение требуемых температурных и гидравлических режимов эксплуатации магистральных газопроводов; повышение коэффициента энергетической эффективности на 5,1 % по сравнению с базовым АВГО типа 2АВГ -75.

3. За счёт оптимизации теплотехнических и гидравлических характеристик был разработан новый тип аппаратов воздушного охлаждения АВГБ блочно-модульного исполнения, выпускаемых на рабочее давление 7,36; 8,3; 9,81; и 12,0 МПа (*рис.38*)



Рис.38. Блочная компоновка АВО типа АВГБ

Технологический эффект: оптимизация теплотехнических, гидравлических, мощностных, массовых и габаритных характеристик установок охлаждения газа (УОГ) обеспечивает требуемые температурные и гидравлические режимы эксплуатации магистральных газопроводов. Оценка энергоэффективности АВОГ с коэффициентом оребрения 20, проводимая согласно СТО Газпром 2-1.20-122-2007, показывает, что при равных коэффициентах гидравлической эффективности коэффициент энергетической эффективности аппарата увеличился приблизительно на 6,0 % по сравнению с базовым АВОГ типа 2АВГ-75.

4. Оптимизация конструкции аппаратов воздушного охлаждения масла (АВОМ), которые предназначены для замены АВОМ 06-10 венгерского производства в системах охлаждения масла низкого давления на компрессорных станциях (*рис.39*).

Технологический эффект использования АВОМ нового поколения достигается за счёт:

- применения монометаллических оребрённых труб, существенно улучшающего эффективность процесса теплообмена между маслом и воздухом и завальцовки труб в трубной решётке;

- использования в каждой трубе турбулизатора специальной конструкции, выполненной в виде ленточной спирали, повышающей коэффициент теплоотдачи от потока масла к внутренней поверхности теплообменных труб;

- применения колёс вентилятора для АВОМ с улучшенной аэродинамикой лопастей и улучшенными эксплуатационными характеристиками.



Рис.39. Аппарат воздушного охлаждения масла типа АВОМ

Технологический эффект: сокращение потребления электроэнергии по сравнению с венгерским аналогом на 5-7% и исключение протечек масла в АВОМ.

5. Одним из способов повышения эффективности работы газотурбинного энергопривода является разработка и использование современных воздухоочистительных устройств (*рис. 40*).



Рис.40. ВОУ Н-100 ГПА-Ц-25 КС «Починки» ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород»

Литература

1. Энергосберегающие технологии при магистральном транспорте природного газа: учебное пособие / Поршаков Б.П. [и др.]. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2014. 408 с.
2. Концепция долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации до 2020 года: утверждена Распоряжением Правительства Российской Федерации от 17.11.2008 г. №1662-р.
3. Об энергосбережении: федеральный закон от 03.04. 1996 г. №28-ФЗ.
4. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года: утверждена Распоряжением Правительства РФ от 13.11.2009 г. № 1715-р.
5. О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики: указ Президента РФ от 04.06.2008 г. №889.
6. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации: федеральный закон от 23.11.2009 г. №261-ФЗ.
7. Энергоэффективные режимы газотранспортных систем и принципы их обеспечения / А.М. Карасевич [и др.] // Газовая промышленность. 2012. № 1. С. 79-80.
8. Регулирование и оптимизация режимов работы компрессорных станций магистральных газопроводов [Электронный ресурс]: автореф. дис. / Торопов А.Ю. URL: dissercat.com> ...regulirovanie... optimizatsija...raboty...
9. Современное состояние и перспективы развития направлений энергосбережения в транспорте газа / А.Г. Шиков [и др.] // Газовая промышленность. 2010. № 9. С. 36-39.
10. Энергосбережение при транспортировке газа [Электронный ресурс] / Швец О.Б. URL: scienceforum.ru> 2016/1427/16839.
11. Формирование высокоэффективных энергосберегающих инновационных технологий в магистральном транспорте газа ОАО «Газпром» / А.Г. Шиков [и др.] // Наука и техника в газовой промышленности. 2011. № 1. С. 12-18.
12. Кожевников Н.Н., Чинакаева Н.С., Чернова Е.В. Практические рекомендации по использованию методов оценки экономической эффективности инвестиций в энергосбережение. М.: МЭИ, 2000. 129 с.
13. Временные методические указания по определению коммерческой эффективности новой техники в ОАО «Газпром». М.: Газпром, 2001. 39 с.
14. Реализация энергосберегающей политики ОАО «Газпром» в современных условиях / В.В. Огнев [и др.] // Газовая промышленность. 2009. № 3. С. 76-80.
15. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов: СТО Газпром 2 – 3,5 – 051 – 2006. М.: Газпром, 2006.
16. ГОСТ 28775 -90 Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинными двигателями. Общие технические условия.
17. ГОСТ 28567 -90 Компрессоры. Термины и определения

18. СНиП 23 – 01 – 99 Строительная климатология
19. Рудаченко А.В., Чухарева Н.В., Жилин А.В. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов: учебное пособие. Томск: ТПУ, 2008. 238 с.
20. Козаченко А.Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. М.: Нефть и газ, 1999. 463 с.
21. ГОСТ 30319.3 -2015 Газ природный. Методы расчёта физических свойств. Вычисление физических свойств на основе данных о компонентном составе.
22. ГОСТ 30319.1 – 2015 Газ природный. Методы расчёта физических свойств. Общие положения.
23. Лапшин В.И., Волков А.Н., Шафиев И.М. Коэффициент сжимаемости газов и газоконденсатных смесей: экспериментальное определение и расчёт // Вестник газовой науки. 2011. № 1(6). С. 120-131.
24. Зубарев В.Г. Магистральные нефтегазопроводы: учебное пособие. Тюмень: ТюмГНГУ, 1998. 80 с.
25. РД 153-30.0-112-2001 Методика определения норм расхода нормативной потребности в природном газе на собственные технологические нужды магистрального транспорта газа.
26. ГОСТ 30319.2 – 96 Газ природный. Методы расчёта физических свойств. Определение коэффициента сжимаемости.
27. ГОСТ 30319.2 -96 Газ природный. Методы расчёта физических свойств. Определение коэффициента сжимаемости.
28. Эффект Джоуля-Томсона [Электронный ресурс]. URL: StudFiles.net> preview/5661677/page 5/.
29. ГОСТ Р 8.740-2011 Государственная система обеспечения единства измерений. Расход и количество газа. Методика измерений с помощью турбинных, ротационных и вихревых расходомеров и счётчиков.
30. Козаченко А.Н., Никишин В.И., Поршаков Б.П. Энергетика трубопроводного транспорта газов. М.: Нефть и газ, 2001. 398 с.
31. МИ 3082 -2007 Рекомендация. Выбор методов и средств измерений расхода и количества потребляемого природного газа в зависимости от условий эксплуатации на узлах учёта.
32. Некоторые результаты эксплуатации бессмазочных центробежных компрессоров / В. Королёв [и др.] // Газотурбинные технологии. 2008. № 10. С. 12-15.
33. Юницкий М.Г., Федосеев С.В. Сухие газодинамические уплотнения и подготовка буферного газа: опыт ввода в эксплуатацию на ГПА серии «Урал» // Газотурбинные технологии. 2009. № 10. С. 18-20.
34. Бесконтактные магнитные подшипники [Электронный ресурс]. URL: elechtricalschool.info/...
35. Способы повышения эффективности работы магистральных газопроводов [Электронный ресурс]. URL: lektssi. com/2-20532 html.

36. Буховцев Б.М. Методология развития энергосберегающих технологий трубопроводного транспорта газов: дис. ... канд. техн. наук: 25.00.19. Москва, 2002. 138 с.
37. Козаченко А.Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. М.: Нефть и газ, 1999. 463 с.
38. Эффективное использование на КС агрегатов с различной единичной мощностью [Электронный ресурс]. URL: ifreestore.net/4888/8.
39. Загоринский Э.Е., Мельситдинова Н. Стоимость жизненного цикла – инструмент экономической оценки различных видов модернизации оборудования // Газотурбинные технологии. 2004. № 5/6. С. 28-30.
40. Научно-техническая политика ОАО «Газпром» в области газоперекачивающей техники: аналитический обзор // Газотурбинные технологии. 2010. № 3. С. 2-6.
41. Калинин А.Ф. Повышение эффективности работы технологических участков магистральных газопроводов: дис. ... д-ра техн. наук: 25.00.19. – М., 2005. 327 с.
42. Комплекс технических решений по повышению эффективности ГПА / В.Н. Понькин [и др.] // Газотурбинные технологии. 2009. № 2. С. 18-22.
43. Козаченко А.Н., Никишин В.И., Поршаков Б.П. Энергетика трубопроводного транспорта газов. М.: Нефть и газ, 1999. 463 с.
44. Васильев Б.Ю. Исследование эффективности современных электроприводных газоперекачивающих агрегатов // Нефтегазовое дело. 2012. № 4. С. 104-110.
45. Структура электроприводного газоперекачивающего агрегата [Электронный ресурс]. URL: [lib.tpu.ru.>fulltext/c/2013/c01/v1/167pdf](http://lib.tpu.ru/>fulltext/c/2013/c01/v1/167pdf).
46. Калинин А.Ф., Фомин А.В. Оценка эффективности режимов работы АВО // Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. 2011. № 4. С. 156-160.
47. Комплексная оценка, прогнозирование технического состояния и анализ риска эксплуатации участков ЛЧ МГ / Алимов С.В. [и др.]. М.: Газпромэкспо, 2010. С. 69-75.
48. Салюков В.В., Хариновский В.В. Магистральные газопроводы. Диагностика и управление техническим состоянием. М.: Недра, 2016. 213 с.
49. Анализ стресс-коррозионной дефектности магистральных газопроводов / Варламов Д.П. [и др.]. Екатеринбург: УрО РАН, 2010. 192 с.
50. О внесении изменений в приложение №1 к постановлению Правительства Российской Федерации от 12 июля 2003 г. №344: постановление Правительства РФ от 1 июля 2005 г. № 410.
51. Никишин В.И. Энергосберегающие технологии в трубопроводном транспорте природных газов. М.: Нефть и газ, 1998. 352 с.
52. Сокращение выбросов парниковых газов как одно из основных направлений реализации экологической политики ОАО «Газпром» / О.Е. Аксютин [и др.] // Газовая промышленность. 2013. № 688 (спецвып.). С. 7-12.

53. Современное состояние и перспективное развитие направлений энергосбережения в транспорте газа / А.Г. Ишков [и др.] // Газовая промышленность. 2010. № 9. С. 36-39.
54. Каталог эффективных энергосберегающих технологий в добыче, транспортировке и подземном хранении газа ОАО «Газпром». М.: Газпром, 2011. 310 с.
55. ГОСТ 5542-87 Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения.
56. Каталог удельных выбросов газотурбинных газоперекачивающих агрегатов: СТО Газпром 2-3,5-039-2005.
57. Расчёт теплотехнических, газодинамических и экологических параметров газоперекачивающих агрегатов на переменных режимах: Р Газпром 2-3,5-438-2010. М.: Газпром, 2010. 70 с.
58. Соколовский М.И. Новые образцы оборудования, разработанные в рамках конверсии ОАО «Искра» по заказу ОАО «Газпром» // Наука и техника в газовой промышленности. 2000. № 1. С. 58-63.
59. Каталог эффективных энергосберегающих технологий в добыче, транспортировке и подземном хранении газа ОАО «Газпром». М.: Газпром, 2011. 310 с.
60. Об утверждении перечня объектов и технологий, имеющих высокую энергетическую эффективность, осуществление инвестиций которых является основанием для предоставления инвестиционного налогового кредита: постановление Правительства Российской Федерации от 12.07.2011 г. №562.