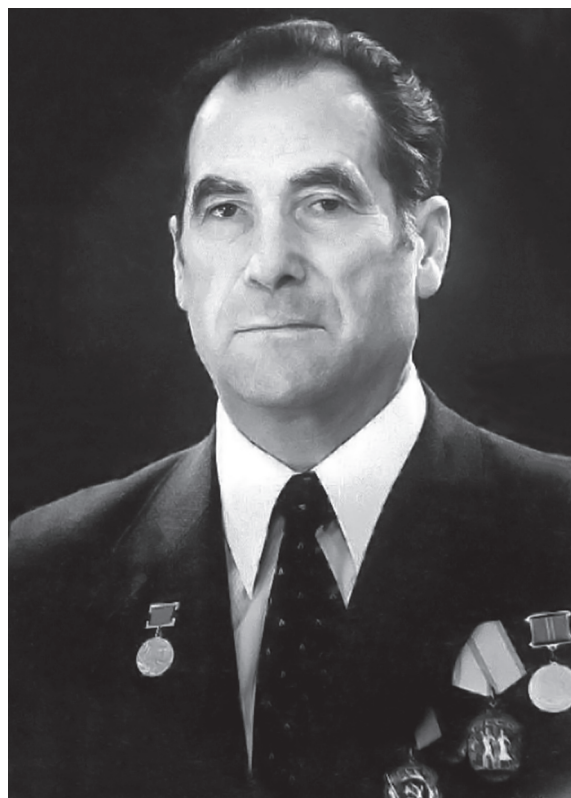




**XIX Международная
научно-техническая конференция
по компрессоростроению,
посвященная 100-летию
со дня рождения В.Б. Шнеппа**

ТРУДЫ





К 100-летию со дня рождения
создателя СКБ по компрессоростроению в г. Казани
и казанской научной школы компрессоростроителей
Владимира Борисовича ШНЕППА

Акционерное общество «Группа ГМС»
Акционерное общество «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»

ТРУДЫ
XIX Международной
научно-практической конференции
по компрессоростроению,
посвященной 100-летию
со дня рождения
Владимира Борисовича Шнеппа

Казань – 2024

УДК621.5
ББК 31.75
Т78

Печатается по решению научно-технического совета
АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»

Рецензент:
доктор технических наук В.А. Футин

Ответственные за выпуск:
кандидат технических наук И.И. Хабибуллин
кандидат технических наук Е.Е. Костылева

Т78 Труды XIX Международной научно-практической конференции по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения В.Б. Шнеппа / под общ. редакцией канд.техн.наук Е.Р. Ибрагимова. – Казань: ООО «ВИЗАРД», 2024. – 344 с.

В докладах Трудов отражены достижения научно-исследовательских организаций, конструкторских бюро, ВУЗов и предприятий: результаты теоретических, прикладных и экспериментальных исследований по совершенствованию компрессорных машин и установок различных типов и назначения, вспомогательного оборудования компрессорных машин, создания новых технологических процессов, расчетов, методик, освещены вопросы эксплуатации, импортозамещения, технической диагностики и повышения ресурса компрессоров, внедрения отечественного программного обеспечения в компрессоростроительную отрасль.

Труды предоставляют интерес для инженерно-технических и научных работников, НИИ, КБ, предприятий и ВУЗов.

ISBN 978-5-6048101-3-2



9 785604 810132

© АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (группа ГМС), 2024

НАУЧНЫЙ КОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ

Председатель:

**Ахметзянов
Альберт Мингязович** Управляющий директор АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия

Почетный председатель:

**Хисамеев
Ибрагим Габдулхакович** Главный редактор журнала «Компрессорная техника и пневматика», член-корреспондент АН РТ, доктор технических наук, профессор, г. Казань, Россия

Сопредседатели:

**Казаков
Юрий Михайлович** Ректор ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», доктор технических наук, г. Казань, Россия

**Скрынник
Юрий Николаевич** Главный управляющий директор БЕ «ГМС Компрессоры» АО «Группа ГМС», кандидат технических наук, г. Москва, Россия

Члены научного комитета:

**Елизаров
Дмитрий Александрович** Директор по НИОКР БЕ «ГМС Компрессоры» АО «Группа ГМС», г. Москва, Россия

**Абдуллин
Айрат Лесталевич** Вице-президент АН РТ, академик АН РТ, доктор технических наук, профессор, г. Казань, Россия

**Галеркин
Юрий Борисович** Руководитель НИЛ «Газовая динамика турбомашин» СПбТУ, доктор технических наук, профессор, г. Санкт-Петербург, Россия

**Кантюков
Рафаэль Рафкатович** Заместитель генерального директора по науке ООО «Газпром ВНИИГАЗ», кандидат технических наук, г. Санкт-Петербург, Россия

**Кунтыш
Владимир Борисович** Профессор Белорусского государственного технологического университета, доктор технических наук, профессор, академик МАХ, г. Минск, Республика Беларусь

**Сухомлинов
Игорь Яковлевич** АСКОМП, доктор технических наук, профессор, г. Москва, Россия

**Бурмистров
Алексей Васильевич** Директор Института химического и нефтяного машиностроения (КНИТУ-КХТИ), доктор технических наук, профессор, г. Казань, Россия

**Чернышев
Андрей Владимирович** Заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана, доктор технических наук, профессор, г. Москва, Россия

**Дроздов
Александр Александрович** Руководитель научного направления «Исследование компрессоров, пневмосистем и объектов компримирования и переработки газа», СПбТУ, доктор технических наук, г. Санкт-Петербург, Россия

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ I – ОБЪЕМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ И УСТАНОВКИ

- 1 ПРИМЕНЕНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК. **В.В. Асеев, И.В. Ворошилов, Д.Н. Копачев** (ООО «Краснодарский Компрессорный Завод») 10
- 2 СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН. **С.С. Бусаров, А.А. Капелюховская, Р.Э. Кобыльский, И.С. Бусаров** (Омский государственный технический университет). 17
- 3 РАЗРАБОТКА САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ С ЭЛАСТОМЕРНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ. **С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Р.Э. Кобыльский, И.С. Бусаров** (Омский государственный технический университет) 24
- 4 ОПЫТ РЕАЛИЗАЦИИ И ВВОДА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ МОДУЛЬНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК СЕРИЙНАЯ МКУ «ТАКАТ». ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЯХ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. **Ш.Ш. Биктимеров, Ф.Ф. Калимуллин, А.М. Гарипов, И.И. Сагдиев, С.В. Купчихин, Д.А. Яхонтов, Т.Ф. Кадыров** (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», АО «Казанькомпрессормаш», ООО «Газпром добыча Ямбург») 32
- 5 ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА МАЛОТОННАЖНОГО СПГ. АНАЛИЗ ПРИЧИН ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ И ОПЫТ РЕМОНТА ИМПОРТНОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА КОВЕ STEEL, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ УСТАНОВКИ ПРОИЗВОДСТВА МАЛОТОННАЖНОГО СПГ. **Ш.Ш. Биктимеров, Ф.Ф. Калимуллин, О.Н. Астанина, Т.В. Новиков** (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», ООО «Сибирь Энерго»). . . 42
- 6 СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ СЖАТОГО ГАЗА В ХОЛОДИЛЬНИКАХ КОМПРЕССОРОВ. **Г.С. Маршалова, А.Б. Сухоцкий, В.Б. Кунтыш, Е.С. Данильчик, Д.В. Островская** (УО «Белорусский государственный технологический университет», Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, УО «Белорусский государственный технологический университет») 54
- 7 АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА «СУХОГО» СЖАТИЯ ПРИ ПУЛЬСАЦИИ ГАЗА. **О.Ю. Паранина, А.Ф. Сарманова, Е.Р. Ибрагимов, Т.Н. Мустафин** (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», ФГБОУ ВО «КНИТУ») 58

8	ОПЫТ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СЕРИЙНОЙ МОДУЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ООО «ГАЗПРОМ ДОБЫЧА ЯМБУРГ». А.Р. Корнилов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	66
9	ПРИМЕНЕНИЕ СТАНДАРТНЫХ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕЖИМОВ КОМПРИМИРОВАНИЯ И ДЕТАНДИРОВАНИЯ В ВИНТОВОМ КОМПРЕССОРЕ. П.В. Хачиров, В.В. Горшков, А.С. Пугачук, В.В. Козлов (ПАО «Пензкомпрессормаш»)	80

СЕКЦИЯ II – ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ, ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ, ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЕ АГРЕГАТЫ, КОМПРЕССОРЫ, ДЕТАНДЕРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ

1	СПОСОБ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ НАЛИЧИЯ ОТЛОЖЕНИЙ НА СТЕНКАХ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА. А.А. Аверьянова (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	88
2	РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ТУРБОДЕТАНДЕРА. Р.О. Пономарев, Н.Г. Хасанов, А.Т. Лунев (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	92
3	СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОГНЕСТОЙКОСТИ УКРЫТИЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В АНГАРНОМ И БЛОЧНО-МОДУЛЬНОМ ИСПОЛНЕНИИ. ПРИМЕНЯЕМЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ОБЪЕКТОВ НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. П.В. Дубенчук (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	102
4	МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ГАЗОМАСЛЯННОГО УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ. Д.Н. Шатунов, К.А. Камаева (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казанский национальный исследовательский технологический университет)	109
5	БЕЗРАЗМЕРНЫЙ РЯД МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ ДЛЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. Е.В. Дубинин, Н.Г. Хасанов, Б.Ф. Идиятуллин (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	115
6	ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬ ПРИРОДНОГО ГАЗА. Н.Г. Хасанов, Е.В. Дубинин, Р.Ф. Муртазин, П.В. Солтеев, А.Л. Хрипунов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	118
7	ОПЫТ И ВОЗМОЖНОСТИ НПО «ЭЛСИБ» ПО ПОСТАВКАМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКИ. А.В. Артемов (НПО «ЭЛСИБ» ПАО)	124

8	КОМПРЕССОРЫ СМЕШАННОГО ХЛАДАГЕНТА. Р.Р. Авхадиев (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	130
9	СОЗДАНИЕ НА АО «КАЗАНЬКОМПРЕССОРМАШ» СТЕНДА КОМПЛЕКСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ПРОЕКТОВ КРУПНОТОННАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА СПГ. А.В. Савельев (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	136
10	АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВНУТРИТРУБНЫХ ОТЛОЖЕНИЙ НА ТЕПЛООТДАЧУ ТЕПЛООБМЕННИКОВ РАЗЛИЧНОГО ТИПА. Д.С. Кузьмин (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	140
11	ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ МУЛЬТИПЛИКАТОРА С РАЗДВОЕНИЕМ ПОТОКА МОЩНОСТИ. А.В. Соболев, А.Р. Габдрахманов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа»)	146
12	ПРИМЕНЕНИЕ КОМПРЕССОРА ОТПАРНОГО ГАЗА В ПРОЕКТЕ МУРМАНСКИЙ СПГ. А.С. Зиганшин, О.Л. Кузьмин АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»).	154
13	ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ УГЛА ЗАКРУТКИ ПОТОКА ОТ РОТОРА К КОРПУСУ ВО ВХОДНОМ СЕЧЕНИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ. В.В. Карабанова, А.Д. Ваняшов (ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет») . . .	160
14	ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВЕДЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОГО ДОКУМЕНТООБОРОТА НА РАЗРАБОТКУ ДОКУМЕНТАЦИИ И ИЗГОТОВЛЕНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК В ЦЕЛОМ. Р.Р. Габдрахманов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	168
15	АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС TURBOR&D. MESHER ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ РАСЧЁТНЫХ СЕТОК В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ТУРБОМАШИН. Р. А. Загитов, С. Д. Сальников, Н. В. Шуваев, О.В. Маракуева (ООО «Инженерный центр численных исследований», ООО «Нумека»).	173
16	К ВЫБОРУ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ИСПОЛНЕНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ БЕЗ СМАЗКИ. И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин (АСКОМП, АО «ВНИИ-холодмаш»)	179
17	ОПТИМИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ. А.С. Муравейко, О.В. Маракуева, Д.В. Ворошнин, Е.В. Дубинин, Н.Г. Хасанов (ООО «НУМЕКА», ООО «Инженерный Центр Численных Исследований», АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»,)	188

18 СОЗДАНИЕ РЯДА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЯХ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. Ш.Ш. Биктимеров, Р.Ю. Скобелев, Е.В. Дубинин, И.В. Фаляхов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	197
19 ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА И СВОЙСТВ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. О. В. Маракуева, Д. В. Ворошнин, Н. Г. Хасанов, Е. В. Дубинин (ООО «НУМЕКА», ООО «Инженерный центр численных исследований», АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	204
20 ОПТИМИЗАЦИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. А.Н. Любимов, В.В. Неверов, И.В. Чеглаков (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ») .	208
21 ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ СЕРИИ ТК ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ АО «ТУРБОХОЛОД». КОМПРЕССОР НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ТК26. И.А. Бабиченко, К.К. Соколов, Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, В.Б. Семеновский, А.А. Дроздов (АО «Турбохолод», СПбПУ Петра Великого)	210
22 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СБОРНОГО РОТОРА ЦБК. С.А. Костарева, А.Г. Бузмаков (ПАО НПО «Искра»)	218
23 О ВЛИЯНИИ ВХОДНОЙ КАМЕРЫ НА СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ») .	224
24 РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. А.Н. Любимов, А.Г. Лахман (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»).	226
25 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. А.Н. Любимов, А.Г. Лахман (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»).	227
26 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СМЕННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА МЕТОДОМ «СВЕРХУ-ВНИЗ». А.Н. Любимов, А.А. Мамин (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»).	228

СЕКЦИЯ III – ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ПОДШИПНИКИ, УПЛОТНЕНИЯ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ, ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КОМПРЕССОРОВ

1 ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ АНТИПОМПАЖНЫХ СИСТЕМ, РАЗРАБОТАННЫХ В АО «НИИТУРБОКОМПРЕССОР ИМ. В.Б. ШНЕППА». А.Л. Хавкин, И.Ф. Хуснутдинов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	230
--	-----

2	ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КОМПРЕССОРА Н.В. Соколов, П.Е. Федотов (АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казанский (Приволжский) федеральный университет).	236
3	ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ СТАЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК. Е.Н. Поморцев, З.Р. Габдрахманова, М.Г. Васингина, А.А. Лапеченков, Д.В. Ляшенко (АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»)	243
4	ПРИМЕНЕНИЕ ПОЛНОГО СПЕКТРА ВИБРАЦИИ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК. Р.Р. Гараев, М.А. Ишмуратов, Ю.А. Абросимов, Л.К. Ахтямов (АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»).	250
5	РАЗГОННО-ЦИКЛИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ИЗ МАТЕРИАЛА 18ХГТА. Ю.А. Абросимов, Е.Н. Поморцев, А.И. Галимзянов, З.Р. Габдрахманова, М.А. Ишмуратов, Р.Р. Назипов (АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»).	256
6	К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ ШТАТНОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА АО «НИИТУРБОКОМПРЕССОР ИМ. В.Б. ШНЕППА». А.Л. Назолин, А.И. Куменко (НТЦ «Ресурс», Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Национальный исследовательский университет «МЭИ»)	260
7	РАСЧЁТ ВЫНУЖДЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РЕЗОНАНСЕ. П.Н. Капустин (Московский государственный технологический университет им. Н.Э. Баумана)	269
8	ОЦЕНКА РЕСУРСА ПО МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ. Н.А. Цирухин, О.В. Романова (АО «Силловые машины»)	277
9	ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАЛОЦИКЛОВОГО РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ АО «СИЛОВЫЕ МАШИНЫ». И.З. Разяпов, А.В. Романов, И.А. Лбов (АО «Силловые машины»)	283
10	ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ВАКУУМНАЯ ПАЙКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАБОЧИХ КОЛЁС ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ: ОТРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ И РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ. И.А. Максименко (АО «НПФ «НевИнтерМаш»)	291

11 ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТАЦИОНАРНОЙ СИСТЕМЫ САДКО ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ИСПЫТАНИЙ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ. А.В. Барышников, А.А. Мынцов (АО «Промсервис»)	301
12 КОМПРЕССОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. МОНИТОРИНГ, ДИАГНОСТИРОВАНИЕ. ПРЕДИКТИВ. А.А. Мынцов, О.В. Мынцова (АО «Промсервис»)	309
13 ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ СМЕННЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ИНОСТРАННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ. А.Н. Любимов, Е.Г. Купченко (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»)	317
14 3D-СКАНИРОВАНИЕ КАК ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА ДЛЯ ОБРАТНОЙ РАЗРАБОТКИ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА. А.Н. Любимов, Е.С. Зайцева (ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»)	318
15 РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ АКТИВНОГО МАГНИТНОГО ПОДВЕСА ДЛЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ. Э.В. Сусликов, И.В. Фаляхов, Ш.Ш. Биктимеров, И.И. Мифтахов, В.В. Котунов, А.В. Красноперов, С.Ю. Логинов (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», ООО «ВЭЛМА», Группа «ЭРГА»)	319
16 ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ВЭЛМА® И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ. М.А. Бирюков, А.С. Двойнишев, В.В. Котунов, А.Е. Ливанов (ООО «ВЭЛМА», Группа «ЭРГА»)	330
17 ОПЫТ РАЗРАБОТКИ АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА. И.И. Хабибуллин, Е.Е. Костылева (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»)	340

УДК 621.512; 621.438

ПРИМЕНЕНИЕ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В.В. Асеев, И.В. Ворошилов, Д.Н. Копачев

ООО «Краснодарский Компрессорный Завод», г. Краснодар, Россия

Aseev_v@kkzav.ru

Буферный газ бывает двух типов: инертный газ (азот, гелий, неон и др.) либо природный газ (метан). Применяется для сухих газовых уплотнений на всех режимах работы ГПА, с заданными параметрами.

Компрессорная установка для подготовки и подачи буферного газа, используемого в сухих газодинамических уплотнениях нагнетателей природного газа магистральных газопроводов, включает систему подготовки и подачи буферного природного газа, управляемую арматуру и систему автоматического управления, при этом система подготовки и подачи буферного природного газа снабжена бустерным устройством, выполненным в виде дожимного поршневого компрессора с электрическим приводом.

Данные компрессоры мы изготавливаем на собственных хорошо известных базах оппозитного типа с применением крейцкопфов.

Компрессор 2ГМ2,5 либо 4ГМ2,5 представляет собой поршневую крейцкопфную машину с оппозитным (горизонтальным) расположением цилиндров одноступенчатого сжатия, цилиндропоршневая группа работает без подвода смазки (сухой). Компрессор с электроприводом и газовыми коммуникациями на общей раме.

Два или четыре цилиндра компрессора располагаются по рядам по обе стороны вала. Цилиндры работают параллельно, всасывая газ из общего коллектора. При движении поршня квалу в рабочей полости цилиндра со стороны клапана создается пониженное давление, под действием которого открывается пластина всасывающей части комбинированного клапана, и газ заполняет цилиндр. При обратном ходе поршня всасывающая пластина закрывается, в цилиндре происходит сжатие газа, а затем, под действием повышенного давления открывается пластина нагнетающей части клапана, газ из обоих цилиндров попадает в нагнетательный коллектор. Далее направляется в сеть потребителя.

Компрессор приводится в действие от дизельного, газового или электрического двигателя. Соединение двигателя с компрессором с помощью упругой муфты (условное обозначение (марка) компрессора характеризует его основные параметры):

-
- 2/4 – число рядов базы;
 - Г – компрессор для сжатия газов;
 - М – оппозитное расположение цилиндров;
 - 2,5 – поршневое усилие на шток в тоннах.

Безмасляные поршневые компрессоры обладают рядом преимуществ, таким как экологичность – нет утечек и разлития масла. Их безопасность подкрепляется в том числе отсутствием риска возгорания, связанным с разлитием масла вблизи электропроводов. Масло не аккумулируется в воздухоборнике, а также не засоряет иные технологические системы. В некоторых процессах содержание паров и запахов масла в сжатом газе вовсе недопустимо, и только безсмазочные (безмасляные или сухие) поршневые компрессоры могут обеспечить это требование. Все эти преимущества заставляют пользователей делать выбор в пользу этого типа компрессоров. [5-11]

Для обеспечения работы ГТУ необходимо предусмотреть подачу буферного природного газа с заданными параметрами на всех режимах работы. Система подачи уплотняющего газа должна обеспечивать превышение давления уплотняющего газа над расчетным давлением на величину не менее чем 3,5 кгс/см² на всех режимах работы ГТУ, включая аварийный и нормальный останов, запуск.

Наиболее оптимальной для выполнения данной задачи является дожимная установка газокompрессорной станции магистрального газопровода, содержащая устройство подготовки буферного природного газа для сухих газодинамических уплотнений нагнетателей природного газа, в которой устройство подготовки буферного природного газа выполнено в виде дожимного поршневого компрессора с электроприводом и включает систему фильтрации газа на входе и выходе установки, управляемую арматуру и блок автоматического управления. При этом поршневой компрессор выполнен без смазки цилиндропоршневой группы, с использованием самосмазывающихся уплотнительных материалов и содержит на входе фильтр с коалесцирующим фильтрующим элементом и фильтр очистки от механических примесей на выходе.

Также еще известно несколько способов «запирания» газовой среды:

- Маслом – для предотвращения протечек газа применяется система уплотнения нагнетателя. Недостатком данного технического решения является необходимость хранения, пополнения запаса, очистки и циркуляции запорной жидкости, возможный унос жидкости природным газом и вследствие этого загрязнение природного газа жидкостью.
- Водяной пар – отличная от рабочей среды (природный газ), а так как давление пара выше давления газа, то происходит попадание пара в топливный газ газотурбинного привода, что может негативно сказываться на работе топливной аппаратуры и газотурбинного привода. [2]

На основе богатого опыта эксплуатации ГТУ мы предлагаем модель компрессорной установки, которая компактна, автономна, экономична, эффективна

но работает для подготовки буферного (уплотняющего) природного газа, используемого в сухих газодинамических уплотнениях нагнетателей природного газа газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов природного газа и других объектов газовой промышленности.

Аналоги данных установок были реализованы нашим заводом в проектах КС Шахтинская (построена в рамках расширения Единой системы газоснабжения для подачи газа в газопровод «Турецкий поток»),

КС Кореновская для (построена в рамках расширения Единой системы газоснабжения для подачи газа в газопровод «Южный поток») [3].

Ниже приведена таблица 1 с основными техническими данными компрессорной станции, применяемой на «КС Шахтинская».

Таблица 1
Технические характеристики компрессорной станции производства ККЗ, применяемая на «КС Шахтинская»

Наименование параметра	Значение параметра
Температура наружного воздуха, °С	-35...+43
Температура внутри работающей станции компрессорной, °С	+5 ... +43
Диапазон регулирования производительности, %	20...100
Потребляемая мощность, кВт, не более	60
Напряжение питания, частота питающей сети, В/Гц	380/50
Уровень шума на расстоянии 1м от станции, дБ, не более	70
Исполнение помещения по взрывоопасности и пожарной опасности, категория	В1-а; Б
Применяемая компрессорная установка	2ГМ2,5-0,3/57-67 С
Тип электродвигателя	Взрывозащищенный
ВА200М8У2	
Объёмная производительность станции, приведённая к нормальным условиям, нм ³ /час	1000
Температура газа на выходе из станции, °С	+30...+45
Давление сжатого газа на выходе из станции, МПа*	6,7...8,0
Режим работы станции	автоматический
Параметры газа, всасываемого компрессором	
Сжимаемый газ	природный
Давление всасывания, (изб.) МПа	5,7...7,0
Температура, °С	-20...+25
Содержание жидкости, мг/нм ³ , не более	100
Содержание механических примесей, мг/нм ³ , не более	30

Наименование параметра	Значение параметра
Максимальный размер механических частиц, мкм	20
Масса-габаритные характеристики станции компрессорной	
Длина × ширина × высота, мм	6200 × 3300 × 3000
Масса станции компрессорной не более, кг:	9200

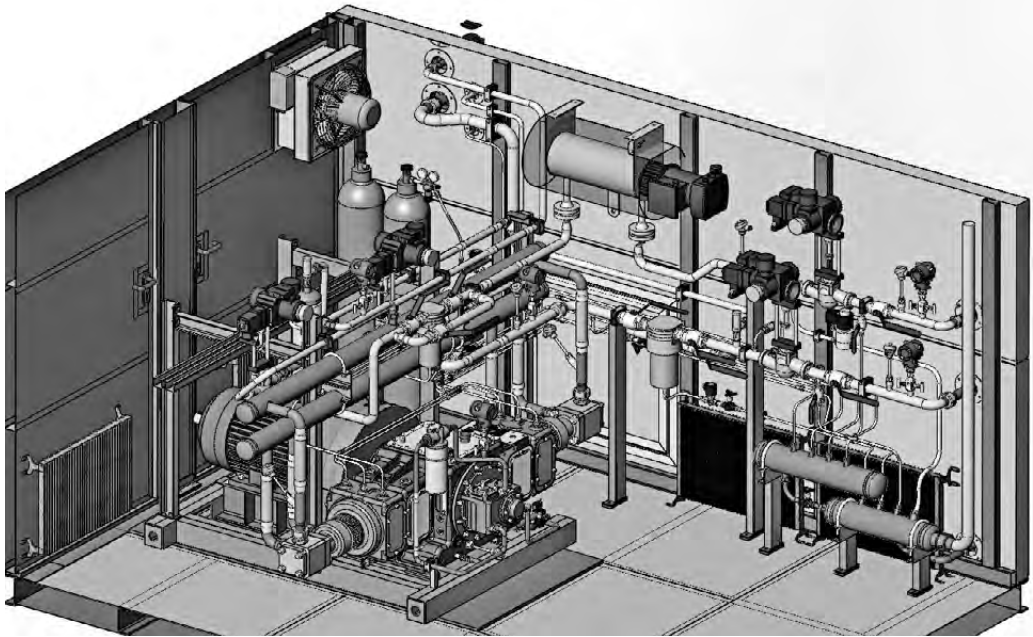


Рис. 1. Компрессорная станция МКС-0,3/57-67 в блок модуле (в разрезе) для КС Шахтинская

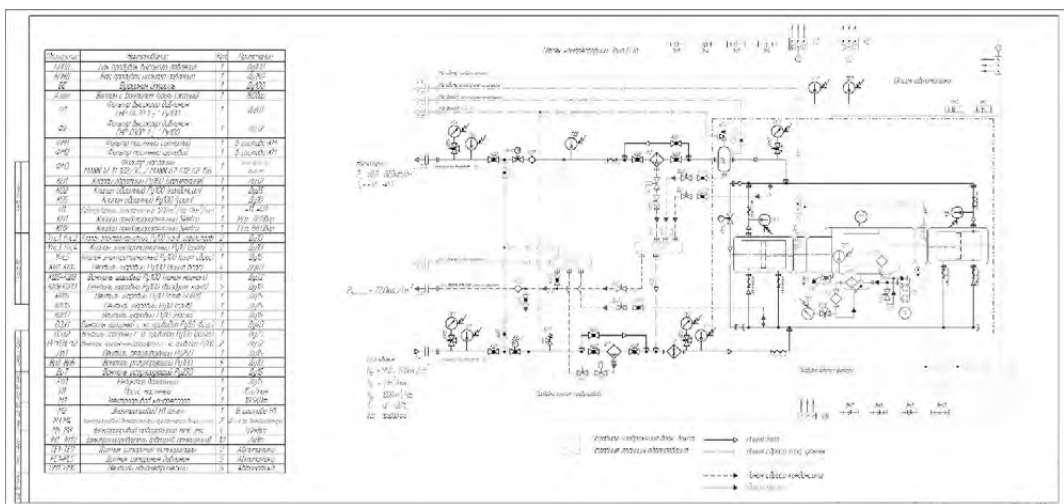


Рис. 2. Технологическая схема станции МКС-0,3/57-67 в блок модуле (в разрезе) для КС Шахтинская

Данные установки уже более 8 лет работают на магистральных объектах ПАО «Газпром» и хорошо себя зарекомендовали. Нашим предприятием проводится регулярное сервисное обслуживание и инструктаж персонала заказчика.

На данный момент заключены контракты на поставку компрессорного оборудования с компанией АО «Казанский завод компрессорного машиностроения». Данные компрессоры необходимы для поддержания заданного давления в испытательных стендах.

В первом проекте компрессор компримирует 1500 $\text{нм}^3/\text{час}$ смесь газов с 0,1 МПа давления до давления 4,1 МПа, одним компрессором. Компрессор выполнен на оппозитной базе 4ГМ2,5, на несущей раме (за счет чего можно использовать простой фундамент), охлаждение осуществляется за счет оборотной жидкости (вода или антифриз). Данный компрессор исполнен на единой раме, для компактного размещения в цеху (помещении) заказчика. Помимо конструкции, учитывающей пожелания заказчика предусмотрена интеграция автоматики компрессора в общую систему, которая предусмотрена на объекте.

Во втором проекте применяется 3 похожих компрессорных установки, но уже для суммарного компримирования 5000 $\text{нм}^3/\text{час}$ с давления 0,1 до 6,4 МПа.

Данные установки будут применяться в стенде замкнутого контура, предназначенного для проведения комплексных испытаний компрессорной техники большой мощности под полной нагрузкой. Испытания будут проводиться на модульном газе в замкнутом контуре.

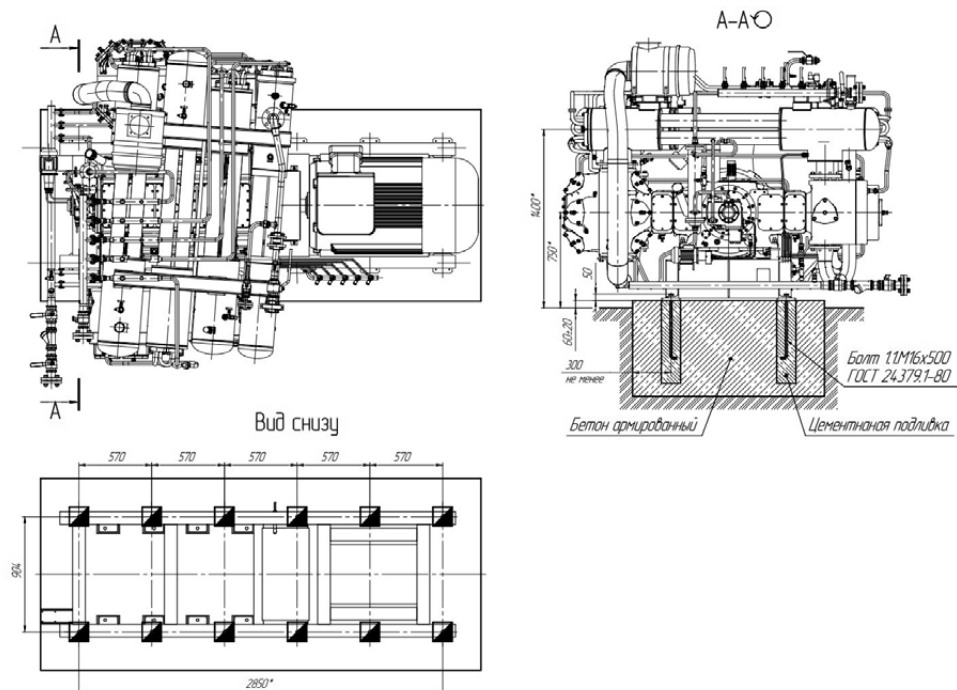


Рис. 3. ГЧ компрессорной установки 4ГМ2,5-21,7/1,1-41 на опорной раме в цеховом исполнении

Отличительные особенности установок в данном проекте поставки для «Казанькомпрессормаш»:

- является индивидуальность разработок под ТЗ заказчика;
- низкий уровень вибраций за счет конструкции и оппозитного исполнения, а также оптимальным балансом масс в противоположных рядах компрессора;
- простота эксплуатации и обслуживания;
- лучшая стоимость в сравнении с любыми импортными аналогами как на этапе приобретения, так и в процессе эксплуатации.
- срок службы от 20 лет.

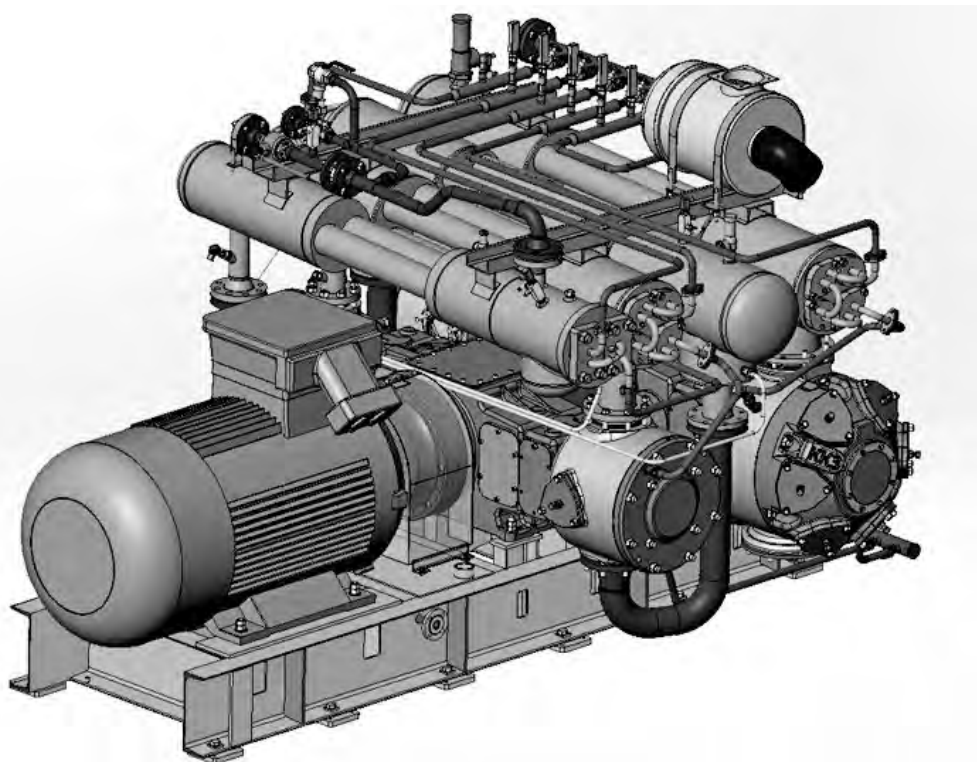


Рис. 4. Компрессорная установка 4ГМ2,5-21,7/1,1-41 на опорной раме в цеховом исполнении

Особенностью этого проекта является возможность работы с несколькими различными составами газа, а также возможность компримировать многокомпонентный газ (в т.ч. фреон). Данное решение потребовало выполнения особых расчетов на этапе проектирования компрессора и соответственно учета нюансов при выборе материалов цилиндра-поршневой группы. Правильный подбор позволяет избежать перехода в жидкую фазу или же перегрева газа при сжатии, обеспечить стабильный и надежный технологический цикл. [5-11]

Помимо компрессоров буферного газа для ГТУ, наше предприятие также выпускает и имеет опыт поставок установок топливного (фидерного) газа для обеспечения питания двигателей различного типа.

Учитывая многочисленные преимущества поршневых компрессоров для динамических уплотнений, современные запатентованные инновационные разработки, существенно улучшающие показатели на базе оппозитных поршневых компрессоров новых моделей, а также сравнительно невысокую стоимость готовых компрессорных станций по перекачке газа, поршневые ГПА Краснодарского Компрессорного Завода становятся наиболее привлекательным типом агрегатов для оборудования таких станций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Краснодарский Компрессорный Завод.
Режим доступа: <http://www.kkzav.ru>
2. Прилуцкий И.К. Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров на нормализованных базах: учеб. для вузов / Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И. СПб.: СПбГАХПТ, 1995. 193 с
3. Ворошилов, И. В. Дожимные компрессоры Краснодарского компрессорного завода: инновации для российской промышленности / И. В. Ворошилов, А. В. Мельник, П. Б. Шулекин // Перспективы применения энергосберегающего, компрессорного и газоразделительного оборудования в России: Сборник трудов 2-й научно-технической конференции, ст-ца Динская, 11–14 ноября 2019 года. Краснодар: Общество с ограниченной ответственностью «Краснодарский Компрессорный Завод», 2019. С. 84-89. EDN OWVVAR.
4. Ворошилов, И. В. Индивидуальные разработки дожимных компрессоров производства ООО «ККЗ» для компримирования редких газов / И. В. Ворошилов, А. В. Мельник // Перспективы применения энергосберегающего, компрессорного и газоразделительного оборудования в России: Сборник трудов 2-й научно-технической конференции, ст-ца Динская, 11–14 ноября 2019 года. Краснодар: Общество с ограниченной ответственностью «Краснодарский Компрессорный Завод», 2019. С. 159-164. EDN PDNUMZ.
5. Ворошилов И.В. Компрессор поршневой оппозитный двухрядный двухступенчатый – патент на полезную модель RU 135013 от 25.02.2013, опубл. 27.11.2013, Бюл. № 33.
6. Ворошилов И.В. Компрессор поршневой оппозитный дожимающий двухступенчатый – патент на полезную модель RU 135014 от 26.02.2013, опубл. 27.11.2013 Бюл. № 33.
7. Ворошилов И.В. Компрессор поршневой оппозитный двухрядный – патент на полезную модель RU 111208 U1 от 22.03.2011, опубл. 10.12.2011, Бюл. № 34.

-
8. Мосейко Д.А., Закира Е.С., Ворошилов И.В. Дожимающая компрессорная установка – патент на полезную модель RU 115418 от 20.12.2011, опубл. 27.04.2012 Бюл. № 12.
 9. Ворошилов И.В. Крышка цилиндра компрессора – патент на полезную модель RU 157590 от 10.12.2014, опубл. 10.12.2015, Бюл. № 34.
 10. Ворошилов И.В. Компрессор поршневой оппозитный двухрядный одноступенчатый – патент на полезную модель RU 124928 от 11.09.2012, опубл. 20.02.2013, Бюл. № 5.
 11. Ворошилов И.В. Компрессор поршневой оппозитный сухой – патент на полезную модель RU 123854 от 21.08.2012, опубл. 10.01.2013 Бюл. № 1.

УДК 621.574; 621.512

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

С.С. Бусаров, А.А. Капелюховская, Р.Э. Кобыльский, И.С. Бусаров
Омский государственный технический университет, Россия
bssi1980@mail.ru

В холодильной технике нередко возникает необходимость получения температур в диапазоне $-40 \dots -60$ °С. Такие температуры не удаётся получить в холодильных машинах с одноступенчатым поршневым компрессором [1-3]. Причиной этого является повышенное отношение давления конденсации к давлению кипения хладагента (p_k/p_0), которое традиционного для холодильных машин ограничивается значением 8 [4].

Использование поршневых машин при повышенном отношении давления нагнетания к давлению всасывания в теории поршневых компрессоров имеет свои диапазоны, основанные на общепринятых факторах, приводящих к переходу на многоступенчатое сжатие. Самым значимым из этих факторов (причин) является рост температуры при повышении давления. Значение максимальной температуры ограничивается требованиями безопасности, обеспечивающими отсутствие возгорания масла и деформации деталей рабочей камеры. Вторым по значимости является снижение производительности, связанное с наличием вредного пространства в поршневом компрессоре. Третьим фактором является рост поршневых усилий, что приводит к переразмерности механизма движения. Четвертым фактором является возможность снижения индикаторной работы при реализации двухступенчатого сжатия. И пятым из наиболее значимых факторов является снижение индикаторного КПД. Все эти вопросы решаются при реализации последовательного сжатия в одной ступени, охлаждении сжатого газа

и сжатия до конечного давления во второй ступени, диаметр которого меньше диаметра первой ступени, что приводит к равенству поршневых усилий в первом и втором ряду [5,6].

Проблемы, возникающие при сжатии хладагентов при $p_k/p_0 > 8$, решаются использованием тихоходных длинноходовых компрессоров [7-9]. Особенность работы таких компрессоров подробно изложено в работах [10,11], хочется отметить лишь, то, что в конструкции минимизировано влияние мёртвого объёма за счёт удлинённой формы цилиндра и увеличено время цикла до нескольких секунд, это позволяет получать степень повышения давления, превышающую 100...120.

Для анализа за основу возьмём известную схему двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием рисунок 1.

Использование тихоходного компрессора позволит при тех же условиях реализовать схему одноступенчатого сжатия рисунок 2.

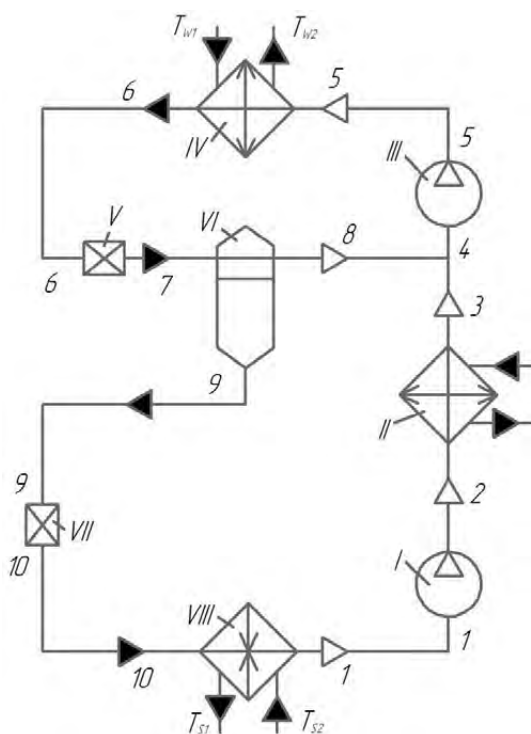


Рис. 1. Схема двухступенчатой холодильной установки с двукратным дросселированием: 1-2 – сжатие в первой ступени; 5-6 – конденсация; 9-10 – дросселирование; 2-3 – промежуточное охлаждение; 4-5 – сжатие во второй ступени; 5-6 – конденсация; 6-7 – дросселирование; 9-10 – дросселирование; 10-1 – испарение

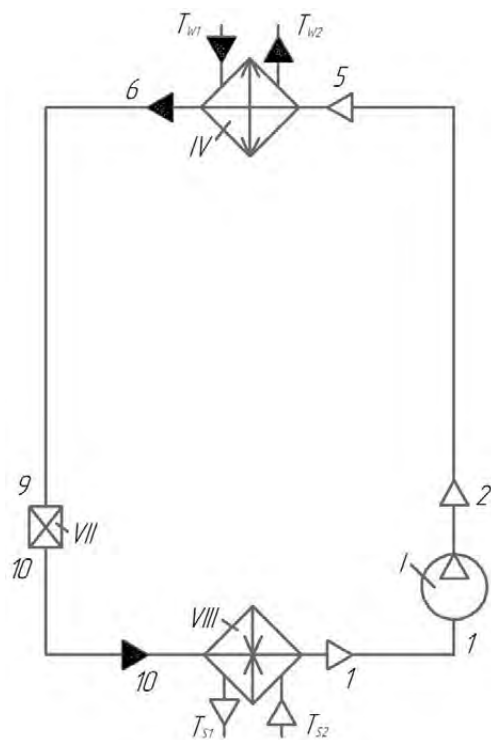


Рис. 2. Схема холодильной установки с тихоходным компрессором: 1-2 – сжатие; 10-1 – испарение

Предварительный анализ установок, представленных на рисунках 1,2 позволяет говорить о значительном упрощении схемы с использованием тихоходного компрессора с возможностью значительного уменьшения конденсатора или его исключения из схемы.

Цели и задачи исследования

Ранее были получены данные по протеканию рабочего процесса в камере тихоходного компрессора с рабочим телом R744 [12]. Данное рабочее тело будет использовано в проводимых исследованиях.

Диоксид углерода (R744) широко применяется в пищевой промышленности для заморозки продуктов [13], экологически безопасен и имеет низкую критическую температуру, совместим практически со всеми конструкционными материалами, но не может конденсироваться при температурах выше + 31°C.

Целью работы является анализ возможности замены двухступенчатых холодильных машин на одноступенчатые с применением тихоходного компрессора.

Задачи, которые необходимо решить для достижения цели:

1. Проанализировать схемы двухступенчатого и одноступенчатого (с тихоходным компрессором) холодильного циклов.
2. Используя модель работы тихоходного компрессора на хладагенте R744 доказать возможность замены.
3. Проанализировать рабочие процессы компрессоров и на основании выполненного анализа показать энергетическую эффективность применения тихоходного компрессора в холодильных машинах.

Объект исследования и методика расчёта

Рассматриваемый тихоходный компрессор является герметичным безсмазочным. Рабочая камера с диаметром 0,05 м и ходом поршня 0,5 м, время рабочего процесса 2 – 4 с.

Ступень имеет внешне охлаждение парами хладагента. Начальные условия: температура всасывания -50 °С (223 К); давление всасывания 0,5МПа, степень повышения давления равна 12. Хладагент – R744.

Главное уравнение, осуществляющее взаимосвязь между основными процессам, происходящими в рабочей камере является уравнение первого закона термодинамики. Определим изменение внутренней энергии системы [14,15]:

$$dU = dA \pm dQ \pm (dm \cdot i) \quad (1)$$

где dA – работа, совершаемая хладагентом или работа, совершаемая над хладагентом, Дж; dQ – теплота, отведённая от газа или переданная ему от стенок рабочей камеры, Дж; комплекс $dm \cdot i$ – характеризуем энергию, поступающую или удаляемую из системы потоками газа (произведение массы газа на его удельную энтальпию), Дж.

Необходимо отметить, что здесь и далее уравнения записаны для некоторого малого промежутка времени, где входящие в уравнения величины имеют неизменное значение на этом промежутке времени.

$$dA = P_{\Gamma} \cdot dV \quad (2)$$

где P_{Γ} – давление газа, Па; dV – изменение объёма (произведение площади поршня на его скорость движения), м³.

Давление хладагента определяется из уравнения состояния:

$$P_{\Gamma} = \frac{z(P) \cdot m \cdot R \cdot T_{\Gamma}}{V_{\Gamma}} \quad (3)$$

где m – текущая масса рабочего тела в системе, кг; $z(P)$ – функция изменения коэффициента сжимаемости рассматриваемого рабочего тела; R – газовая постоянная, Дж/К; V_{Γ} – объём газа, м³; T_{Γ} – температура, есть функция энергии системы – U , К.

$$T_{\Gamma} = \frac{U}{m \cdot C_V} \quad (4)$$

где C_V – удельная массовая теплоёмкость в изохорном процессе, Дж/(кг·К).

$$dQ = \alpha_{cp} \cdot (T_{\Gamma} - T_{cm}) \cdot f \quad (5)$$

где α_{cp} – коэффициент теплоотдачи, определяемый экспериментально для каждого из исследуемых рабочих тел, Вт/м²·К; T_{cm} – температура стенки, К; f – площадь теплообмена, м².

$$dm = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P} \quad (6)$$

где α – коэффициент расхода; A – площадь истечения, м²; ΔP – перепад давления, Па; ρ – плотность, определяется из уравнения состояния (2.3), кг/м³.

Уравнение (6) используется для определения массовых потоков как через клапаны (открытые или частично открытые) тогда в значение площади A входит переменная высота подъёма пластины клапана (h) и для определения массовых потоков через неплотности. В случае определения массовых потоков через зазоры клапанов используются величины условных зазоров, полученные экспериментально. При определении утечек через цилиндропоршневое уплотнение площадь A является произведением периметра цилиндропоршневого уплотнения на величину условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении.

Для определения координаты запорного органа (h) решается уравнение:

$$m_{пл} \cdot \ddot{h} = \vec{F}_{\varepsilon} + \vec{F}_{np} + \vec{F}_{тр} + \vec{G} + \vec{F}_{эл} \quad (7)$$

где F_{ε} – суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н; F_{np} – сила упругости пружины, Н; $F_{тр}$ – сила трения газа, Н; $F_{эл}$ – сила упругости эластомерного элемента; G – вес запорного органа.

Упрощающие допущения, принятые для создания данной методики расчёта, соответствуют общепринятым для данного класса математических моделей [16].

Результаты исследований

Рассмотрим затраты индикаторной работы на сжатие при использовании двухступенчатой схемы и одноступенчатой схемы с тихоходным компрессором. Учтем, что по известной методике коэффициент политропы сжатия для тихоходного компрессора определяется по данным работы [17]. На рисунках 3, 4 представлены индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора.

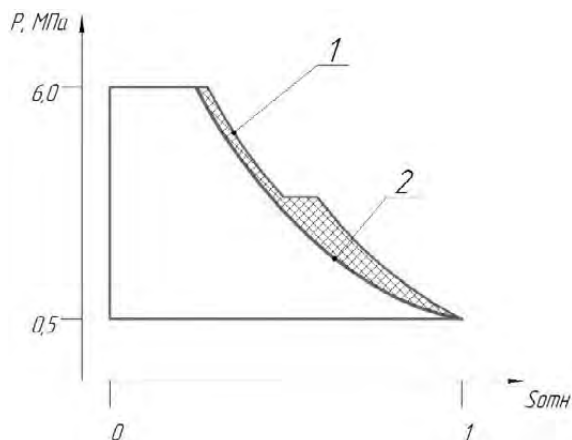


Рис. 3. Индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора (время цикла 2 с)

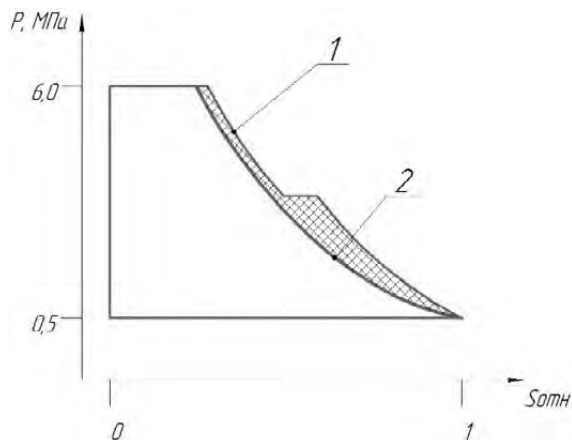


Рис. 4. Индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора (время цикла 4 с)

Анализ представленных графиков позволяет говорить об уменьшении индикаторной работы сжатия при использовании тихоходного компрессора. Линия 1 соответствует сжатию в двухступенчатой машине, линия 2 сжатию в тихоходной одноступенчатой. При этом заштрихованная площадь пропорци-

ональна уменьшению работы сжатия. Видно, что линия сжатия тихоходного компрессора расположена левее по отношению к линии сжатия двухступенчатого компрессора, то есть сжатие происходит в тихоходном компрессоре в квазиизотермическом режиме. Эквивалентный показатель политропы при этом примерно равен 1,1. Для режима с временем цикла 4 с снижение потребляемой мощности примерно на 25% по отношению к двухступенчатому сжатия, а для времени цикла 2 с – около 20%.

Таким образом исключение из схемы конденсатора позволяет наряду с повышением эффективности холодильной машины (холодильный коэффициент повышается на 25...30%) снизить массогабаритные показатели холодильной машины на 20%.

Выводы

Проведённые теоретические исследования показали возможность замены двухступенчатых холодильных машин на одноступенчатые с применением тихоходных компрессоров. Низкий показатель политропы сжатия в тихоходных машинах позволяет реализовать сжатие, близкое к изотермическому. Благодаря этому температура в конце сжатия значительно ниже, что позволяет применять одноступенчатые машины до степеней сжатия 100 и выше. Применение такой схемы позволяет повысить холодильный коэффициент на 25 ... 30%. При этом отсутствует необходимость установки теплообменника- конденсатора, что позволяет снизить массу и габаритны всей установки на 20%. Как видно из полученных результатов возможно получение жидкой фазы хладагента в рабочей камере компрессора. Для тихоходных компрессоров наличие жидкости не страшно и не вызывает гидравлических ударов. Однако исследования процесса конденсации рабочего тела в компрессоре требует дополнительных исследований и должно быть подтверждено экспериментально. Данным вопросом занимаются авторы данной статьи.

Список литературы

1. Строммен И., Бредесен А. М. и др. Холодильные установки, кондиционеры и тепловые насосы для XXI века //Холодильный бизнес. 2000. № 5. С. 8–10.
2. Воронов В.А., Леонов В.П., Розеноер Т.М. Двухступенчатый холодильный цикл с детандером да диоксиде углерода. Инженерный журнал: наука и инновации, 2013, URL: <http://engjournal.ru/articles/595/595.pdf>.
3. Кошкин Н.Н., Пекарев В.И. Теоретический анализ эффективности цикла при сжатии пара по пограничной линии // Исследования по термодинамике. М.: Наука, 1973. С.187–190.
4. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, Л.С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 944 с.: ил.

-
5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.
 6. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-ю изд., доп. М.: Колос, 2006. 456 с.: ил.
 7. Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Капелюховская А.А. Обоснование возможности конденсации газов в бесшмазочных тихоходных холодильных компрессорах // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 1. С. 21–27. <https://doi.org/10.17816/RF513731>.
 8. Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Капелюховская А.А. Моделирование рабочих процессов в тихоходных поршневых компрессорах компактных холодильных установок // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С.22-27. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-22-27.
 9. Бусаров С.С., Недовенчаный А.В., Кобыльский Р.Э., Бусаров И.С. Обоснование возможности сжижения газов в бесшмазочных тихоходных холодильных компрессорах // Компрессорная техника и пневматика. 2023. №2. С.19 – 23.
 10. Юша В.Л., Бусаров С.С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней / Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.
 11. Бусаров С.С. Оценка эффективности пароконденсационных холодильных машинах с квазиизотермическим сжатием природных хладагентов / Бусаров С.С., Юша В.Л., Сухов Е.В. // КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2018: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. – Алматы: АТУ, 2018. С.210 –215.
 12. S.S. Busarov, V. L. Yusha, A.V. Nedovenchanyi, Experimental Evaluation of the Efficiency of Long-Stroke, Low-Speed Reciprocating Compressor Stages in Compression of Different Gases / Chemical and Petroleum Engineering.-2018.-Vol. 54(4) Iss 7–8. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.
 13. А.В. Бараненко, В.С. Калюнов, А.А. Эглит Холодоснабжение пищевых производств: Учебное пособие – СПб.: СПбГУНиПТ, 2001. 69с
 14. Пекарев В.И., Матвеев А.А. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества // Вестник Международной академии холода. 2013. №3.
 15. Пекарев В.И. Влияние различных факторов на эффективность винтового компрессора при впрыскивании жидкости // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. №2.
 16. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and petroleum engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.
-

-
17. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер.Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22.

УДК 621.512; 62-333; 678.074

РАЗРАБОТКА САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ С ЭЛАСТОМЕРНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

С.С. Бусаров, А.В. Недовенчаный, Р.Э. Кобыльский, И.С. Бусаров
Омский государственный технический университет, Россия
bssi1980@mail.ru

Введение

В настоящее время для получения средних и высоких давлений применяются многоступенчатые быстроходные поршневые компрессоры. Наряду с ними для получения средних и высоких давлений нагнетаемого газа в одной ступени используются тихоходные (время рабочего цикла: $\tau > 2$ с) длинноходовые (отношение хода поршня к диаметру: $S_p/D_{ц} > 10$) поршневые компрессора (далее – ТДПК), обеспечивающие значение давление нагнетания не менее 10,0 МПа [1,2]. ТДПК могут быть использованы как равноценная замена многоступенчатым компрессорам [3]. Проводимые исследования ТДПК показали значительную зависимость эффективности рабочего процесса от герметичности самодействующих клапанов в закрытом состоянии, что в первую очередь связано с длительностью процесса сжатия в них [3]. Известные конструкции ТДПК содержат самодействующие клапаны из металлических материалов [4], при эксплуатации которых возникают значительные утечки сжимаемого газа не позволяющие сжимать воздух до средних давлений. Применение конструкции самодействующих клапанов с эластомерным седлом позволяют получать высокое давление с коэффициентом подачи порядка 30%. Одним из путей снижения утечек из рабочей камеры является дальнейшее повышение герметичности самодействующих клапанов, за счёт применения конструкции седла, содержащей эластомерный конструктивный элемент, который в закрытом состоянии уменьшает периметр прилегания запорного органа к седлу клапана, то есть при одинаковом условном зазоре уменьшает площадь утечек. В связи с этим актуально создание уточненной модели расчёта рабочих процессов ТДПК, учитывающую переменную величину площади зазора в самодействующих клапанах, позволяющей выполнить расчётно-параметрический анализ ТДПК и разработать рекомендации по её конструированию.

Методы исследования

Представлена разработанная модель расчёта упруго-деформируемого состояния эластомерного элемента клапана, в которой учитывается изменение периметра прилегания запорного органа к седлу самодействующего клапана при его закрытии (рис. 1).

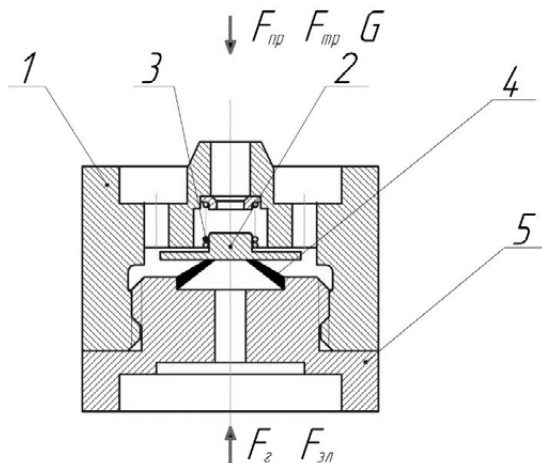


Рис. 1. Расчетная схема самодействующего клапана с эластомерным конструктивным элементом: 1 – корпус клапана, совмещенный с ограничителем подъема; 2 – запорный орган (пластина); 3 – пружина; 4 – эластомерный элемент; 5 – седло клапана; F_2 – суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа; $F_{эл}$ – сила упругости эластомерного элемента; $F_{пр}$ – сила упругости пружины; $F_{тр}$ – сила трения газа; G – вес запорного органа

Так же представлена разработанная модель расчёта рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформируемым эластомерным элементом самодействующего клапана с использованием уточнённой математической модели рабочего процесса тихоходной длинноходовой поршневой компрессорной ступени. Обобщённая расчётная схема поршневой ступени представлена на рис. 2.

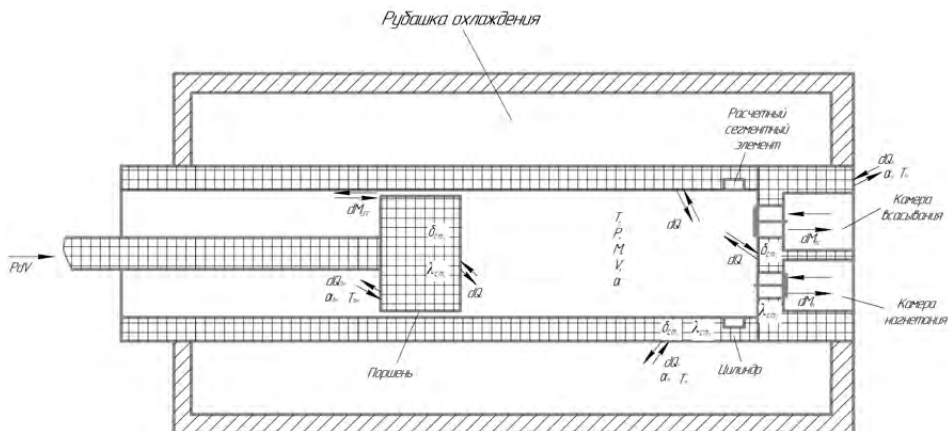


Рис. 2. Расчетная схема поршневой ступени

На первом этапе была разработана методика анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) эластомерного элемента клапана с использованием программного комплекса ANSYS WorkbenchMechanical [6] при следующих упрощающих допущениях: газовая среда непрерывна и однородна; моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры.

Сетка конечных элементов генерировалась автоматически стандартными средствами по заданным параметрам конечного элемента: тип элемента — 10-ти узловый тетраэдр; размер ребра тетраэдра варьировался от 0,1 мм до 0,25 мм. Суммарное количество узлов сетки конечных элементов достигало до 155000, а количество уравнений, которые необходимо решить относительно узловых перемещений до 500000 (рис. 3).

Результатами расчетной модели анализа НДС эластомерного элемента является функция изменения периметра прилегания запорного органа к седлу клапана тихоходного длинноходового поршневого компрессора $D=f(h)$ и напряжения в эластомерном элементе при разных положениях запорного органа, температура конструктивных элементов клапана постоянна.

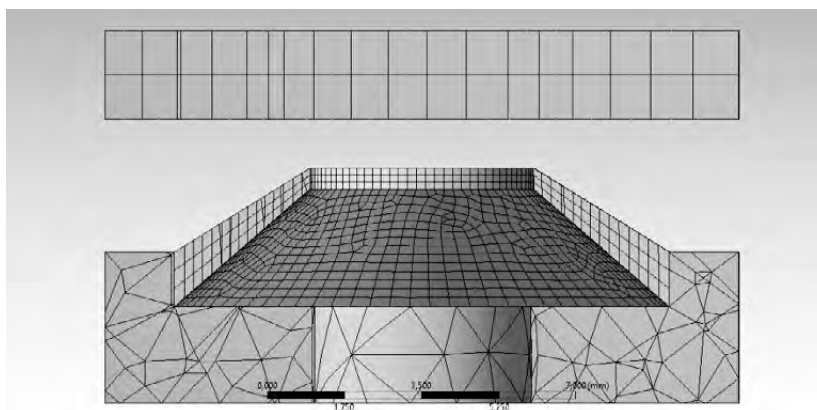


Рис. 3. Сетка конечных элементов для моделирования клапана в ПК ANSYS WM

На втором этапе полученные данные по величине изменяющейся площади зазора в самодействующем клапане с эластомерным конструктивным элементом используется в программе расчета рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней. В ней осуществлена взаимосвязь между рабочим процессом компрессорной ступени и упруго-деформированным состоянием

эластомерного элемента клапана, положением поршня и величиной давления сжимаемого газа – P_j . Расчёт текущего давления рабочего газа и других параметров состояния осуществляется по уточнённой математической модели рабочего процесса компрессорной ступени; основные расчётные уравнения модели [7]:

$$P_j = \frac{\xi_j \times m_j \times R \times U_j}{V_j \times C_{v,j}} \quad (1)$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \times i_j}{d\tau} \quad (2)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau} \quad (3)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \times S_D \times \frac{dx}{d\tau^2} \quad (4)$$

В выражениях (1–4) U_0 – начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j – изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j – элементарный тепловой поток, Дж; dL_j – работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j – изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j – энтальпия газа, Дж/кг; R – газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j – коэффициент сжимаемости реального газа; V_j – объём газа, м³; $C_{v,j}$ – объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³·К.

Закон сохранения массы газа в рабочей камере КС описывается уравнением (5) и учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через циклически изменяющиеся зазоры в цилиндропоршневой группе и зазоры в закрытых клапанах [8]:

$$m_j = m_0 + \int_0^j \frac{dm_j}{d\tau} \quad (5)$$

Элементарные массовые потоки через клапаны рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели [2]:

$$\frac{dm_{\text{кл}j}}{d\tau} = \alpha_j \times \varepsilon_j \times f_j \times \sqrt{2 \times \rho_j \times \Delta P_j} \quad (6)$$

Элементарные массовые потоки через неплотности клапана:

$$\frac{dm_{\text{кн}i}}{d\tau} = \alpha_i \cdot \varepsilon_i \cdot (\pi \cdot D(h_i) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_i \cdot \Delta P_i} \quad (7)$$

В выражениях (5–7) m_0 – начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j – масса газа в рабочей камере, кг; i_j – коэффициент расхода; ε_j – коэф-

коэффициент расширения газа; ΔP_j – разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; f_j – площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j – плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³.

Нужно заметить, что для клапана с эластомерным конструктивным элементом расстояние от седла до запорного элемента больше на величину высоты конуса эластомера (см. рисунок 4) и в данном случае составляет 0,6 мм. При этом в расчётной модели деформация может быть учтена следующим образом: при $1,6 < h < 0,6$, $D(h_i) = d_1$; при $0,6 < h < 0$, $D(h_i) = -0,0019 \cdot h^3 + 0,0069 \cdot h^2 - 0,0017 \cdot h + 0,00195$; при $h = 0$, $D(h_i) = d_2$ (рис. 4).

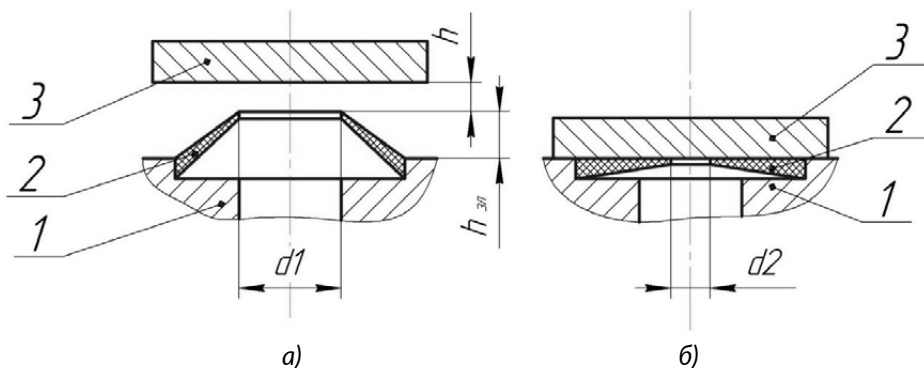


Рис. 4. Схема открытого и закрытого клапана с эластомерным элементом: а) открытый клапан; б) закрытый клапан: 1 – седло клапана; 2 – эластомерный элемент; 3 – запорный орган

Уравнение динамики запорного органа также изменяется, так как появляется дополнительная сила упругости, действующая со стороны эластомерного элемента:

$$m_{np} \cdot \frac{d^2 \bar{h}}{dt^2} = \bar{F}_z + \bar{F}_{np} + \bar{F}_{mp} + \bar{G} + \bar{F}_{эл} \quad (8)$$

где $m_{np} \cdot \frac{d^2 \bar{h}}{dt^2}$ – сила инерции запорного элемента клапана, Н; F_z – суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н; F_{np} – сила упругости пружины, Н; F_{mp} – сила трения газа, Н; $F_{эл}$ – сила упругости эластомерного элемента; G – вес запорного органа.

$$F_{эл} = \frac{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot G \cdot b}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (9)$$

где h – координата запорного органа, м; G – модуль сдвига, Па; b – торцевая высота конуса, м; d_2, d_1 – диаметры оснований конуса, м.

Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона-Рихмана. За основу приняты известные эмпирические соотношения для расчёта коэффициента теплоотдачи в цилиндре поршневого компрессора [1, 2].

Таким образом, разработана уточненная математическая модель расчёта рабочих процессов тихоходного длинноходового поршневого компрессора, включающая в себя моделирование динамики клапана с деформируемым эластомерным конструктивным элементом и учитывающая изменение периметра в контакте между запорным органом и седлом.

Результаты и обсуждение

Важным вопросом, который требует рассмотрения является определение скорости запорного органа клапана в момент удара о седло или ограничитель подъёма. Поскольку величина напряжений пропорциональна квадрату скорости, то вопрос об уменьшении скорости пластины будет напрямую влиять на надёжность и долговечность клапана в целом и его ресурс.

Анализ рис. 5 показал, что высокие скорости течения газа через клапаны в быстроходных схемах приводят к повышенным гидравлическим потерям по сравнению с тихоходными схемами, а также к большим величинам отскоков при ударах о седло или ограничитель подъёма.

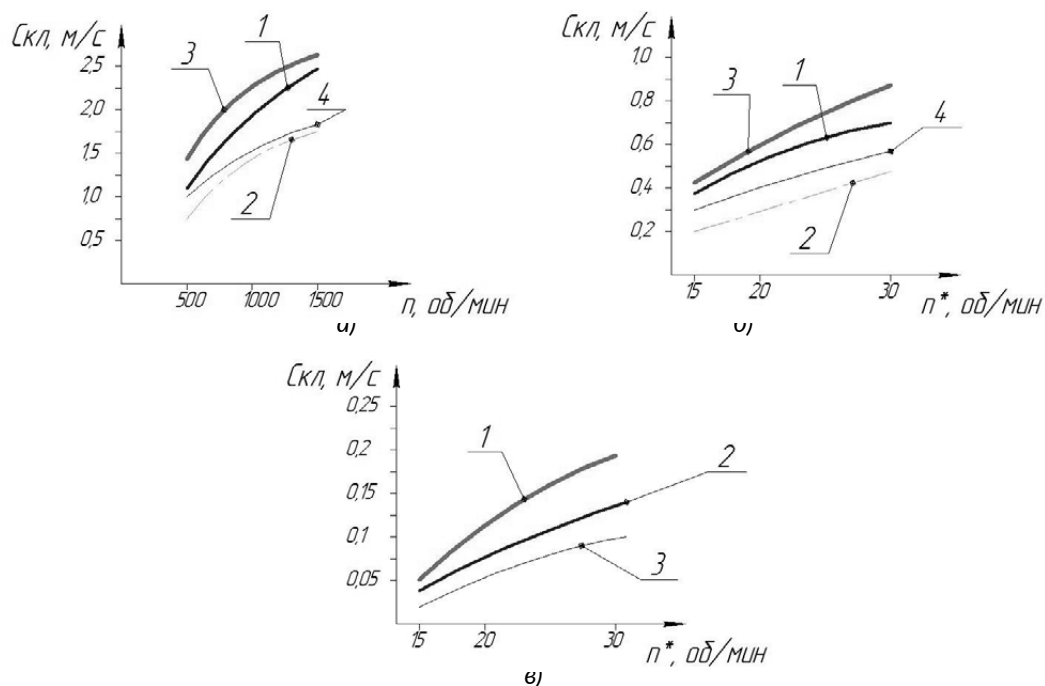


Рис. 5. Зависимость скорости удара пластины нагнетательного клапана от «частоты вращения коленчатого вала - n^* »:

- а) 1 - об ограничитель подъёма при $R_n = 0,3$ МПа; 2 - о седло при $R_n = 0,3$ МПа; 3 - об ограничитель подъёма при $R_n = 0,5$ МПа; 4 - о седло при $R_n = 0,5$ МПа; б) 1 - об ограничитель подъёма при $R_n = 5$ МПа; 2 - о седло при $R_n = 5$ МПа; 3 - об ограничитель подъёма при $R_n = 10$ МПа; 4 - о седло при $R_n = 10$ МПа; в) Зависимость скорости удара пластины нагнетательного клапана с эластомерным элементом от «частоты вращения коленчатого вала - n^* »: а - 1 - $R_n = 10$ МПа; 2 - $R_n = 7$ МПа; 3 - $R_n = 3$ МПа

Были рассмотрены следующие сечения эластомерных элементов, представленные на рис. 6.

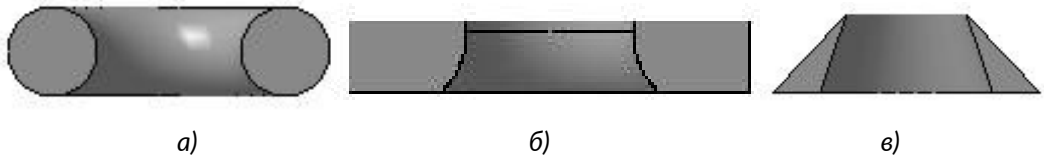


Рис. 6. Сечения испытуемого эластомерно элемента:
а) тор; б) шайба; в) конус

Полученные результаты по уменьшению герметизируемого периметра для рассматриваемых профилей эластомерных элементов представлены на рис. 7.

Так уменьшение периметра герметизации для рассматриваемых профилей может составить до 40% для профиля в виде конуса при отношении оснований равное 1,5, для круглого и плоского сечения эластомерного элемента уменьшение периметра составляет 10...20%.

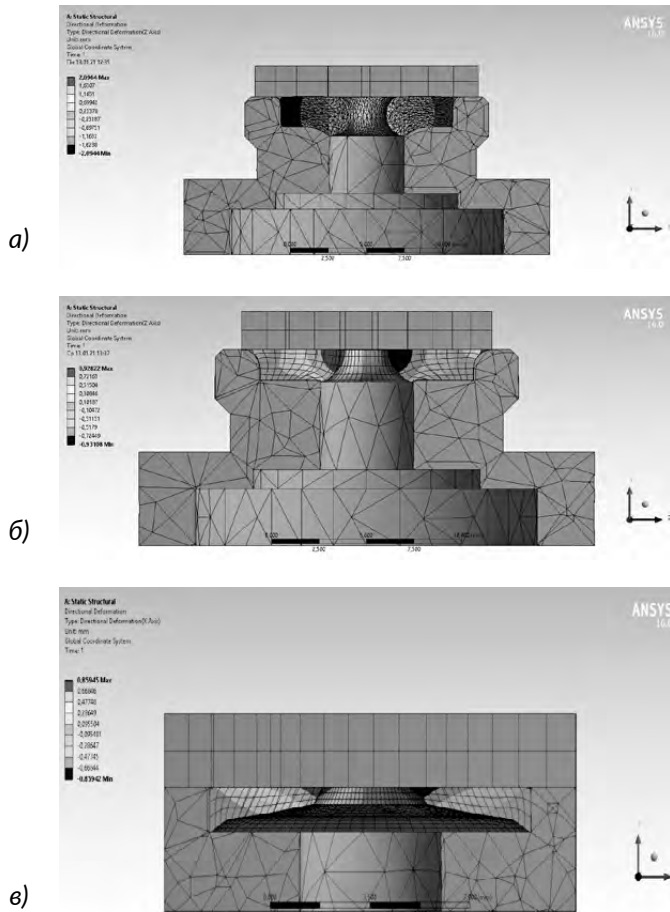


Рис. 7. Уменьшение герметизируемого периметра:
а) тор; б) шайба; в) конус

Видно, что деформации эластомерного элемента в виде тора, имеет линейный характер, что говорит о том, что радиальные деформации равномерно распределяются по оси. Деформации эластомерного элемента в виде шайбы, имеет менее линейный характер, поскольку при сжатии шайбы до 10 %, деформации эластомерного элемента распределяются равномерно, после 10 %, радиальные деформации в направлении оси происходят более интенсивно, так как противоположная сторона шайбы упирается в борт седла. При деформациях эластомерного элемента в виде конуса, график деформации имеет нелинейный характер за счет геометрии конуса.

Заключение

Полученные результаты исследований позволяют повысить энергоэффективность длинноходового поршневого компрессора путём применения самодействующих клапанов с эластомерными элементами.

Основные результаты проведённых исследований:

1. Усовершенствована и экспериментально верифицирована модель расчёта рабочего процесса тихоходного длинноходового поршневого компрессора с упруго-деформированным эластомерным элементом клапана, позволяющая выполнять расчёты при изменении давления газа в рабочей камере в диапазоне от 0,1 МПа до 10,0 МПа, времени рабочего цикла $\tau = 2...4$ с, величине хода поршня $S_p = 0,2...0,8$ м; разработано программное обеспечение для её реализации.
2. В рассмотренном диапазоне конструктивных и режимных параметров самодействующий клапан с эластомерным конструктивным элементом позволит уменьшить площадь утечек до 40% в тихоходном длинноходовом поршневом компрессоре при рекомендуемой конфигурации эластомерного элемента – конус, отношением оснований равным 1,5.
3. Критерий работоспособности клапанов с упруго-деформированным эластомерным элементом при использовании в тихоходных длинноходовых поршневых компрессорах – эквивалентный зазор не более 0,1 мкм.

Список литературы

1. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. канд. техн. наук / А. В. Недовенчаный. Омск, 2020. 232 с.
2. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. канд. техн. наук / А. Ю. Громов. Казань, 2017. 213 с.
3. Юша В.Л., Бусаров С.С. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифици-

рованных тихоходных длинноходовых ступеней / Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.

4. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Колосс, 2006. 456с.
5. Ф. А. Гарифуллин, Ф. Ф. Ибляминов. «Конструкционные резины и методы определения их механических свойств». Казань, 2000. 135 с.
6. Madenci, E. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS – DOI 10.1007/978-1-4899-7550-8.
7. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры / [и др.]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1987. 372 с.

УДК 621.51; 622.279

ОПЫТ РЕАЛИЗАЦИИ И ВВОДА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ МОДУЛЬНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК СЕРИЙНАЯ МКУ «ТАКАТ». ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЯХ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Ш.Ш. Биктимеров¹, Ф.Ф. Калимуллин¹, А.М. Гарипов¹

И.И. Сагдиев², С.В. Купчихин² Д.А. Яхонтов³, Т.Ф. Кадыров³

¹АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия

²АО «Казанькомпрессормаш», Группа ГМС, г. Казань, Россия

³ООО «Газпром добыча Ямбург», Россия

albert.garipov@niitk.ru

В настоящее время значительная часть газовых месторождений разрабатываются на этапе падающей добычи, либо находятся на завершающем этапе эксплуатации. Данный период разработки характеризуется значительной выработкой запасов и, как следствие, низким пластовым и устьевым давлениям скважин.

Работа основного технологического оборудования установок комплексной подготовки газа (далее УКПГ) и дожимные компрессорные станции (далее ДКС) в их составе на поздних этапах разработки месторождения характеризуется разгрузкой, частичным или полным высвобождением мощностей подготовки и компримирования газа.

Основным направлением развития дожимного комплекса можно назвать увеличение степени сжатия и соответствие установленных на ДКС мощностей объемам добычи и требуемым параметрам газа на входе и выходе.

Однако, наряду с применением ДКС высокой степени сжатия одним из новых способов промысловой подготовки газа является технология распределенного компримирования с применением модульных компрессорных установок на базе винтовых компрессоров (далее – МКУ).

Задачами, которые решают МКУ в технологии распределенного компримирования являются:

- поддержание требуемого давления газа на входе в ДКС;
- продление срока эксплуатации скважин и газосборной системы;
- сохранение существующей ДКС (без реконструкции ДКС);
- сохранение скважин до полной выработки месторождений.

В рамках программы импортозамещения ПАО «Газпром», в 2016-2019 гг. АО «Казанькомпрессормаш» и АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (входят в «Группу ГМС») совместно с ООО «Газпром добыча Ямбург» был выполнен цикл работ по созданию и внедрению первой отечественной МКУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 (опытный образец) на базе винтового маслозаполненного компрессора для эксплуатации в технологии распределенного компримирования Ямбургского нефтегазоконденсатного месторождения. В ноябре 2019г. МКУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 прошла ресурсные испытания в течении 5000 часов на кусте газовых скважин №611 (далее – КГС), межведомственную приемку и была рекомендована к серийному внедрению.

После успешного внедрения опытного образца МКУ

по заказу ПАО «Газпром» был заключен контракт с АО «Группа ГМС» на проектирование и поставку Серийных МКУ в количестве 22 шт. на объекты ООО «Газпром добыча Ямбург» в рамках проекта «Реконструкция ГСС с применением МКУ и объединением УКПГ Ямбургского НГКМ».

Анализ исходных данных ООО «Газпром добыча Ямбург» для Серийных МКУ показал, что для обеспечения параметров работы всех КГС необходимо создание нового эффективного винтового компрессора с широким диапазоном по производительности и давлению.

Для создания винтового компрессора, специалистами АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» были проведены научно-исследовательские работы по разработке принципов построения нового эффективного ряда винтового маслозаполненного компрессора и исследованию рассогласования геометрических степеней сжатия в золотнике и в торце окна нагнетания, для повышения эффективности работы в широком диапазоне изменения давлений и расхода.

Компрессор отличается новым типоразмером роторов; эффективным запатентованным профилем ведущего и ведомого роторов [3, 4]; запатентованной конструкцией подшипниковых узлов [5]; встроенным регулятором производительности с гидроприводом, позволяющим осуществить разгруженный пуск установки и плавный выход на расчетный режим, а так же в процессе работы в широком диапазоне регулировать производительность установки; наличием сменных вставок для изменения внутренней степени сжатия, для обеспечения требуемых газодинамических параметров в течении всего срока службы 30 лет; возможностью установки торцевых уплотнений для увеличения ресурса подшипниковых узлов и возможности применения отечественного минерального масла.

Оптимизация геометрических параметров профильной части роторов и профильных зазоров позволили на 5-7% увеличить КПД компрессора, по сравнению с ранее выпускаемыми компрессорами, что соответствует лучшим мировым аналогам.

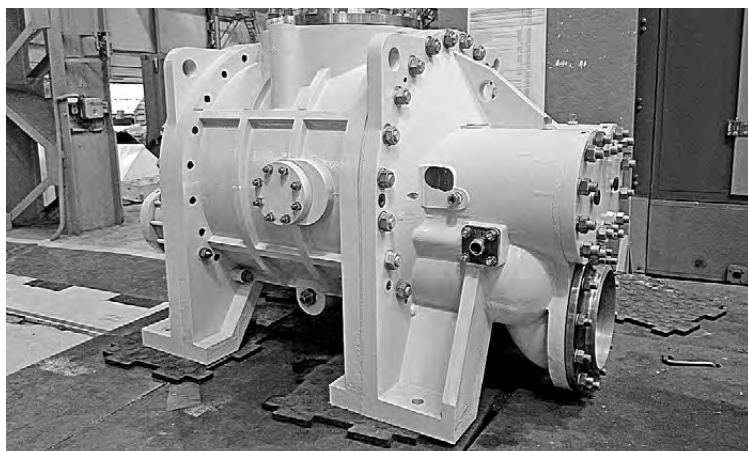


Рис.1. Общий вид винтового компрессора для серийной МКУ

Оценочный анализ параметров кустов ООО «Газпром добыча Ямбург» показал, что требуемые для компримирования расходы газа можно систематизировать и, за счет их оптимизации по техническим характеристикам, минимизировать типоразмеры применяемых компрессорных установок.

В рамках поставки Серийных МКУ были спроектированы и изготовлены два типоразмера МКУ: МКУ-500 ТАКАТ 52.3-7 М4а ХЛ1 (далее МКУ-500) и МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а ХЛ1 (далее МКУ-1000). В таблице 1 приведен сравнительный анализ характеристик МКУ.

Таблица 1. Технические характеристики модульных компрессорных установок типа МКУ «ТАКАТ»

Наименование характеристики	МКУ КГС-611 ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1	МКУ-500 ТАКАТ 52.3-7 М4а ХЛ1	МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а ХЛ1
Производительность:			
- по условиям всасывания, м ³ /мин	78,53	52,57	118,02
- по нормальным условиям (0,1013 МПа, 0°С), нм ³ /час	12788	4584	12987
- рабочий диапазон при (0,1013 МПа, 0°С), нм ³ /час	3512...15178	2100...11243	2100...23533
Давление начальное:			
- номинальное, кгс/см ² , абс.	1,8	1,39	1,75
- рабочий диапазон, кгс/см ² , абс.	1...3,1	2...10,5	2...10,2
Температура начальная, °С	от минус 10 до плюс 10	от минус 10 до плюс 10	от минус 10 до плюс 10

Наименование характеристики	МКУ КГС-611 ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1	МКУ-500 ТАКАТ 52.3-7 М4а ХЛ1	МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а ХЛ1
Давление конечное: - номинальное, кгс/см ² , абс. - рабочий диапазон, кгс/см ² , абс.	5,5 5,5...7,0	5,3 6,6...12,1	5,3 6,4...13,8
Температура газа конечная, °С -летнее время года	≤ 10 от температуры окр. среды		
Мощность, потребляемая компрессором на номинальном режиме, кВт	597,1	313	711
Мощность электродвигателя, кВт	800	500	1000
Частота вращения электродвигателя, об/мин	3000	1500	3000
Система смазки	Общая	Общая/ Раздельная	
Регулирование производительности: -золотниковым регулятором -байпасированием	100 до 20% 20% до 0		
Площадь застройки	21,0x15,5	15,0x8,5	15,0x8,5

Принципиальная технологическая схема компрессорной установки и общий вид МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а ХЛ1 показаны на рис.2, 3, 4.

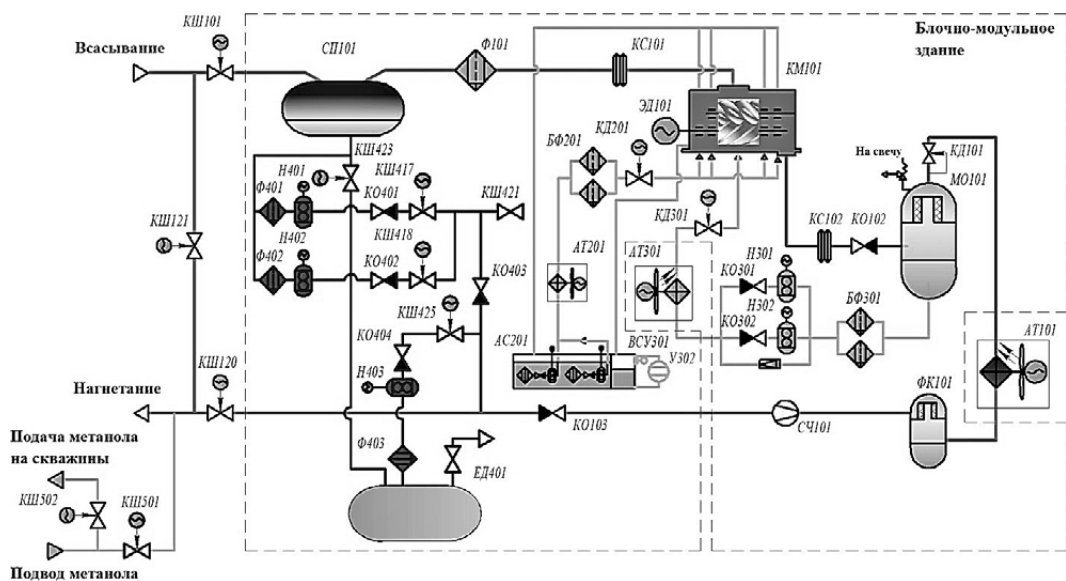


Рис. 2. Принципиальная технологическая схема МКУ-500 и МКУ-1000

Технологическая схема МКУ-500 и МКУ-1000 выполнена на основе унифицированных решений. Поступающий со скважины природный газ проходит очистку от механических примесей, пластовой и капельной жидкости в сепараторе (СП101), которые в свою очередь отводятся в емкость (ЕД401), либо в шлейф на линии нагнетания МКУ. После этого очищенный газ через

газовый фильтр (Ф101) поступает на сжатие в компрессор маслозаполненного типа (КМ101). Компримированная маслогазовая смесь проходит двукратную очистку от масла в маслоотделителе (МО101) и фильтре-коалесцере (ФК101). Охлаждение газа до требуемой температуры нагнетания выполняется на линии между МО101 и ФК101 в аппарате воздушного охлаждения (АТ101).

МКУ состоит из следующих основных блоков: блочно-модульное здание (далее – БМЗ) с системами жизнеобеспечения (отопления и вентиляции, внутреннего и внешнего освещения, пожарной сигнализации, контроля загазованности, охранной сигнализации); площадки обслуживания нижнего и верхнего яруса; АВО газа и АВО масла на крыше БМЗ; крановый узел подключения; антенна радиосвязи САУ МКУ с УКПГ; система контроля работы скважин (ГиперФлоу); отсек высоковольтного оборудования, отсек системы автоматизации и электроснабжения и отсек дизельной электростанции.

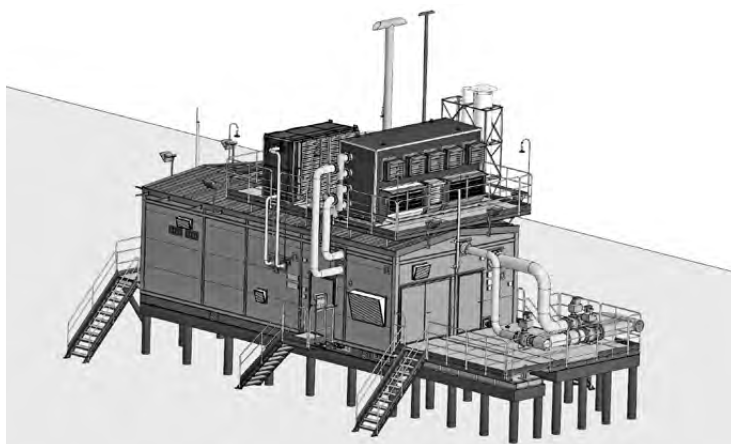


Рис. 3. Общий вид МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а

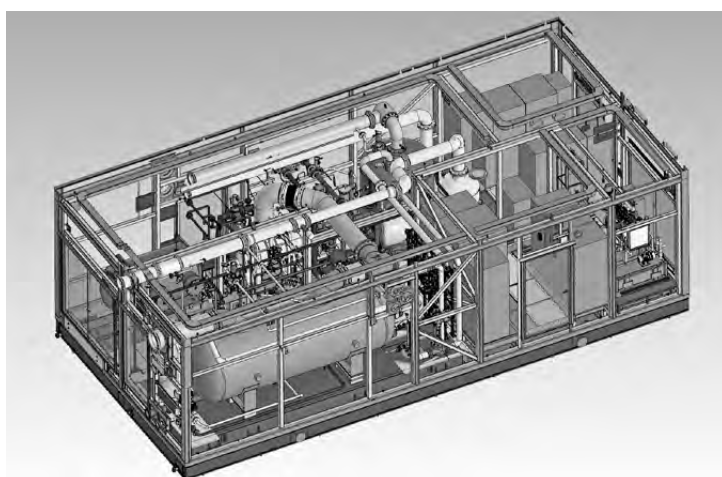


Рис. 4. Общий вид МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а

1 – технологический отсек, 2 – отсек САУ и электроснабжения, 3 – отсек высоковольтного оборудования, 4 – отсек дизельной электростанции.

Основной частью установки является компрессорный агрегат рис. 5.

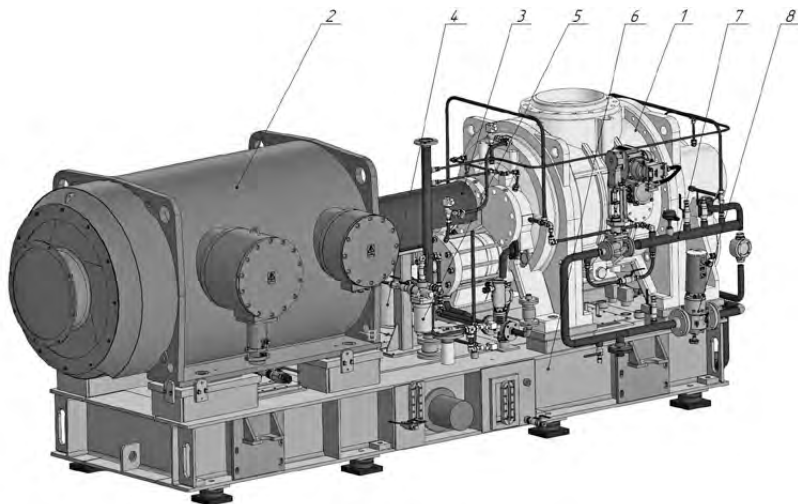


Рис. 5. Общий вид агрегата компрессорного
1 - компрессор, 2 - электродвигатель, 3 - муфта дисковая с защитным кожухом,
4 - установка маслососа, 5 - фильтра масла, 6 - рама-маслобак,
7 - трубопроводная обвязка, 8 - арматура.

При проектировании МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а ХЛ1 и МКУ-500 ТАКАТ 52.3-7 М4а ХЛ1 удалось обеспечить 90% взаимозаменяемости и унификации конструкции деталей и узлов. Данные решения позволили сократить номенклатуру запасных частей и сформировать групповой ЗИП. Модификация компрессорных агрегатов МКУ 1000 в МКУ 500 производится заменой привоного двигателя 1000 кВт, 3000 об/мин на двигатель 500 кВт, 1500 об/мин., при этом двигатели обоих типоразмеров МКУ имеют одинаковые габаритно-присоединительные размеры.

В рамках совместных НИОКР с ПАО «Газпром» отечественные аналоги импортных комплектующих проходят опытно-промышленные испытания в рамках программы импортозамещения на головном образце МКУ КГС-611ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1 (компрессорное масло, подшипники компрессора и др.).

Серийные МКУ имеют следующие отличительные преимущества: оптимальная компоновка для уменьшения площади застройки на месторождении; модульное исполнение и максимальная заводская готовность блоков для осуществления ввода в эксплуатацию в минимально короткие сроки; унифицированные решения и взаимозаменяемость; широкий диапазон работы по производительности, давлениям всасывания и нагнетания; повышенный КПД; применение 99% комплектующих отечественного производства; систему автоматизации обеспечивающую работу установки в автономном режиме по принципу «безлюдных технологий».

Заложенные специалистами АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» проектные технико-технологические и компоновочные решения и производственный потенциал АО «Казанькомпрессормаш» обеспечивают выполнение всех тех-

нических требований, предъявляемых Заказчиком к модульным компрессорным установкам МКУ-500 ТАКАТ 52.3-7 М4а ХЛ1 и МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а ХЛ1 и выполнение программы ПАО «Газпром» по импортозамещению.

Модульные компрессорные установки МКУ «ТАКАТ» поставляются в максимальной заводской готовности, что позволяет в кратчайшие сроки смонтировать ее на объекте и ввести в эксплуатацию.

МКУ на этапе монтажа представлена на рис.6.



Рис. 6. МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а

Монтаж МКУ-1000 и МКУ-500 заключается в установке и сборке модулей на ростверк со свайным основанием Заказчика в соответствии с планом-заданием на фундамент и их трубной и кабельной обвязкой.

МКУ после выполнения монтажных работ представлена на рис. 7.



Рис. 7. МКУ-1000 ТАКАТ 120.2-7 М4а

В настоящий момент большая часть компрессорных установок МКУ-1000 прошли 72-часовые эксплуатационные испытания.

До конца 2024г. планируется сдать в эксплуатацию оставшиеся компрессорные установки МКУ-500 и МКУ-1000 на газовых промыслах УКПГ-5 и УКПГ-6 «Ямбургского НГКМ».

По итогам монтажа, пусконаладочных работ и поднадзорной эксплуатации первых установок МКУ-1000 и МКУ-500

АО «Казанькомпрессормаш» и АО «НИИтурбокомпрессор» совместно с эксплуатирующей организацией ООО «Газпром добыча Ямбург» проводятся работы по оптимизации и усовершенствованию эргономики МКУ «ТАКАТ» для реализации в рамках перспективных поставок по проекту «Реконструкция ГСС с применением МКУ и объединением УКПГ Ямбургского НГКМ».

Создание ряда компрессоров на базе компрессора D350 для различных отраслей промышленности.

Винтовой компрессор применяемый в серийных МКУ-1000 и МКУ-500 был подвергнут заводским и эксплуатационным испытаниям на всех проектных режимах, с участием профильных департаментов ПАО «Газпром» и эксплуатирующей организации ООО «Газпром добыча Ямбург». Испытания прошли успешно и подтвердили соответствие газодинамических, механических характеристик и показателей эффективности требованиям Заказчика. Таким образом испытания подтвердили правильность принятых технических решений при создании новой базовой модели винтового компрессора и большие перспективы ее применения.

Получив положительный опыт применения МКУ с новым типоразмером компрессора, изучив общий объем заявок Заказчиков, с учетом анализа построения ряда зарубежных и отечественных компрессоров для сохранения конкурентного преимущества продукции АО «Казанькомпрессормаш» была выявлена необходимость разработки высокоэффективного ряда винтовых компрессоров на базе МКУ наружным диаметром 350 мм, не уступающий существующим мировым аналогам, таким как «Howden», «GEA Grasso», «SRM» и т.п.

С целью расширения линейки ряда ВКМ наружным диаметром роторов 350 мм для получения эффективных энергетических показателей при работе в области высокого и низкого давления, а также при больших перепадах давления всасывания и нагнетания специалистами АО «НИИтурбокомпрессор им В.Б. Шнеппа» была выполнена научно-исследовательская работа НИР 22-304 (далее НИР).

По результатам НИР был разработан расширенный ряд винтовых компрессоров на базе МКУ с большим отношением длины профильной части ротора L к диаметру наружной окружности ведущего ротора $d_1 - L/d_1$. Следовательно, ввиду наличия более широкой линейки ряда, для достижения требуемой производительности потребуется меньшее регулирование золотниковым регулятором и, следовательно, линейка компрессоров на базе МКУ будет иметь лучшие энергетические характеристики компрессора.

Расширенный ряд винтовых компрессоров наружным диаметром 350 мм в рамках допустимых давлений всасывания и нагнетания позволил исключить от дальнейшего применения существующую низкоэффективную 8 базу ($d_1=400$ мм) при подборе новых компрессоров по заявкам Заказчика, а в некоторых случаях позволил заменить 7 базу ($d_1=315$ мм).

На рис. 8 представлено поле характеристик в пределах допустимой области работы винтовых маслозаполненных компрессоров с учетом разработанного ряда на базе МКУ.

Следует учитывать, что применение освоенных баз в большинстве случаев осуществляется с использованием регулирования золотником от максимальной для данной базы производительности до требуемого Заказчиком значения, что также может привести к низким энергетическим показателям вследствие существенного снижения КПД компрессора.

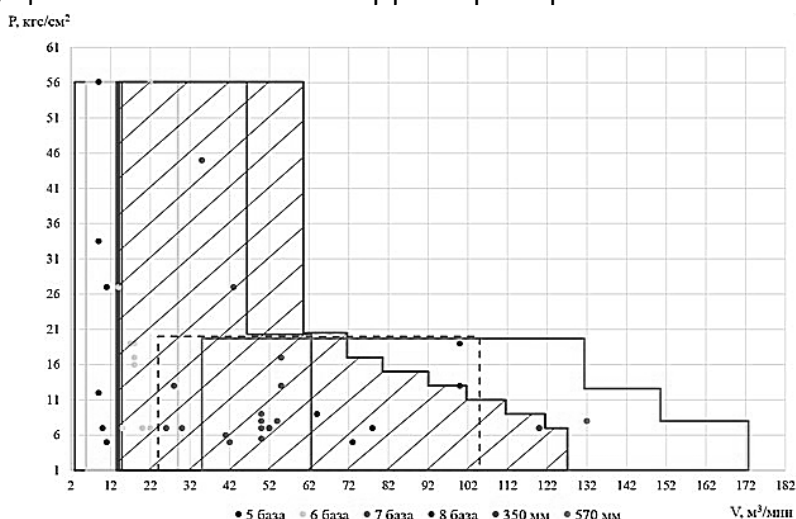


Рис. 8. Поле характеристик винтовых маслозаполненных компрессоров

Зависимости теоретической производительности V_T от отношения L/d_1 приведены на рис. 9.

Значение величины отношения L/d_1 в винтовом компрессоре, примененном в Серийных установках МКУ-500 и МКУ-1000 – 2,2.

Минимальное значение величины отношения L/d_1 для нового расширенного ряда наружным диаметром 350 мм принято равным 1,0.

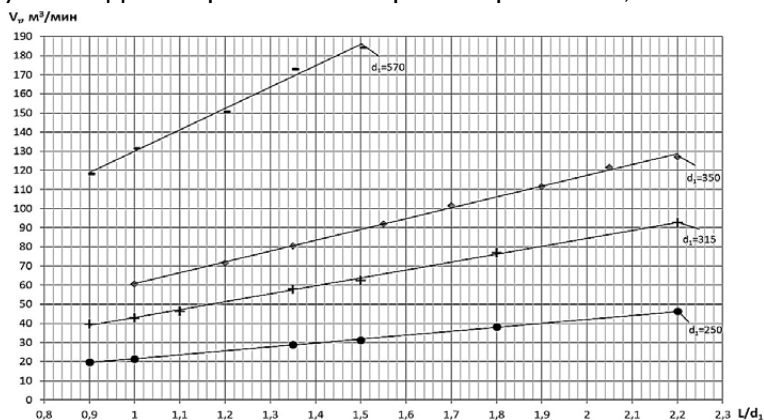


Рис. 9. График зависимости объемной производительности V_T от отношения L/d_1 для обновленного ряда АО «НИИтурбокомпрессор».

Разработанная расширенная база для работы компрессора в области высокого и низкого давления наружным диаметром роторов 350 мм начинается при отношении $L/d_1=1,0$ для оптимальной стыковки по производительности с соседней базой диаметром 315 мм, отношение $L/d_1=1,5$ и заканчивается при отношении $L/d_1=2,2$ для оптимальной стыковки с базой диаметром 570 мм, отношение $L/d_1=1,0$

При этом в соответствии с выполненными расчетами энергетическая выгода от применения компрессора на базе МКУ взамен компрессора 8 базы составляет от 6,25 до 26,26 %. Полученные высокие значения изотермического КПД компрессора расширенного ряда наружным диаметром 350 мм связаны с меньшей степенью регулирования производительности при помощи золотника, а в некоторых случаях компрессоры работают и при полной загрузке компрессора, что соответствует положению золотника 100%. При этом окружная скорость расширенного ряда наружным диаметром 350 мм имеет меньшее значение (54,98 м/с), чем у компрессора 8 базы (62,83 м/с) и входит в оптимальный диапазон окружных скоростей от 30 до 55 м/с

Компрессор расширенного ряда наружным диаметром 350 мм при отношении $L/d_1=1,0$ имеет КПДиз на 2,1% ниже, чем у компрессора 7 базы. Однако несмотря на это он также может быть использован при подборе компрессоров по заявкам Заказчика, в особенности при давлениях нагнетания выше 30 кгс/см², так как имеет лучшие показатели надежности и большую область применения за счет более низких значений отношения L/d_1 .

В вопросах выбора той или иной базы следует учитывать, что у компрессора серийной МКУ область применения и показатели надежности больше, за счет возможности увеличения давления нагнетания из-за того, что у этого компрессора большее межцентровое расстояние, следовательно, в классической схеме заложены подшипники большего типоразмера с большей грузоподъемностью.

В настоящее время к продукции АО «Казанькомпрессормаш» проявляют высокую заинтересованность и тем самым подтверждают востребованность ВКМ крупнейшие нефтегазовые компании.

Список литературы

1. Паранин Ю.А., Биктимеров Ш.Ш., Налимов В.Н., Сидоров А.И. Создание винтовой модульной компрессорной установки ТАКАТ для применения в системах компримирования на малодебитных скважинах ПАО «ГАЗПРОМ» // Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике.-Казань: Изд-во «Слово», 2017. С. 93–100.
2. Паранин Ю.А., Биктимеров Ш.Ш., Налимов В.Н., Минязев Л.Б., Сидоров А.И., Ефимов А.Н. Создание винтовой модульной компрессорной установки ТАКАТ для систем компримирования на малодебитных скважинах ПАО «Газпром» // Газотурбинные технологии, №1, 2018. С. 10–14.

3. Верный А.Л., Налимов В.Н., Шварц А.И. Зубчатое зацепление винтовой машины / Патент на изобретение РФ №1401158, 11.08.1993.
4. Анишина Р.Т., Верный А.Л., Налимов В.Н., Шварц А.И. Зацепление винтовой машины с асимметричным профилем зубьев ведущего и ведомого роторов/ Патент на изобретение РФ №1733696, 14.05.1993.
5. Паранин Ю.А., Биктимеров Ш. Ш., Калимуллин Ф. Ф., Сарманаева А.Ф. Подшипниковый узел ротора винтового компрессора / Патент на изобретение РФ №2702818, МПК F04C 18/16, F04C 29/00, F01C 21/02, 11.10.2019.

УДК 621.51; 665.725

ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА МАЛОТОННАЖНОГО СПГ. АНАЛИЗ ПРИЧИН ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ И ОПЫТ РЕМОНТА ИМПОРТНОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА КОВЕ STEEL, РАБОТАЮЩЕГО В СОСТАВЕ УСТАНОВКИ ПРОИЗВОДСТВА МАЛОТОННАЖНОГО СПГ

Ш.Ш. Биктимеров¹, Ф.Ф. Калимуллин¹

О.Н. Астанина², Т.В. Новиков²

¹АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия

²ООО «Сибирь Энерго» г. Новокузнецк, Россия

fanis.kalimullin@niitk.ru

Производство сжиженного природного газа (далее – СПГ) является направлением, которое имеет потенциал повысить эффективность газовой промышленности страны, изменить энергетический баланс отдельных регионов и приграничных к ней районов зарубежных стран. Целый ряд компаний в России разрабатывает планы по развитию сети производства СПГ на установках малой и средней тоннажности, при этом их общая установленная мощность может достичь 12 млн т/год [1].

В данной статье приводится информация применению винтовых компрессоров в технологии малотоннажного СПГ; опыту ремонта компрессора Kobelco RS31STX, инженерного сопровождения и ввода в эксплуатацию на заводе малотоннажного СПГ ООО «СибирьЭнерго» г. Новокузнецк.

СПГ представляет собой обыкновенный природный газ, сжатый и охлажденный до температуры минус 162°С для хранения и транспортировки в жидком виде. При сжижении объем газа уменьшается в 600 раз. В процессе регазификации из 1 м³ СПГ потребитель получает 600 м³ природного газа. На практике это означает, что в одинаковом объеме содержится СПГ в 3 раза больше, чем сжатого природного газа (КПГ) при давлении

20-25 МПа. Масса емкостей для заправки, хранения и перевозки СПГ меньше массы емкостей для КПГ. Сжиженный природный газ – нетоксичная криогенная жидкость, хранение которой осуществляется в теплоизолированной емкости при температуре -162°C . и представляет собой безопасный, экологически чистый вид топлива с высокими энергетическими характеристиками и октановым числом. СПГ легче воздуха, и в случае аварийного разлива быстро испаряется, в отличие от СУГ (сжиженного углеводородного газа – пропана), накапливающегося в естественных и искусственных углублениях и создающего опасность взрыва.

Описание технологии СПГ (LNG), классификация по объему производства и области применения

Для получения СПГ природный газ очищают от углекислого газа и сероводорода, затем осушают – удаляют влагу и очищают от ртути, далее отделяют фракцию C_3 и более тяжелые углеводороды. Оставшийся газообразный метан, в зависимости от требований к продукции по калорийности, может в качестве примесей иметь 3–4 % этана, 2–3 % пропана, до 2 % бутанов и до 1,5% азота. Если эту смесь метана с другими газами охладить примерно до температуры -160°C при давлении чуть больше атмосферного (температура кипения чистого метана при атмосферном давлении -162°C), то он превращается в жидкость.

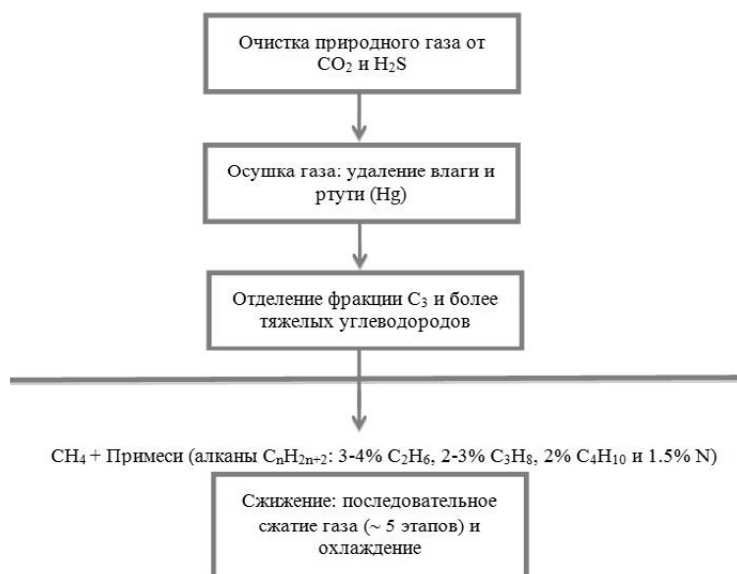


Рис. 1. Общая схема производства СПГ

Производство СПГ по производительности подразделяется на три группы: малотоннажное, среднетоннажное и крупнотоннажное (табл. 1).

Определяющим фактором при выборе требуемой производственной мощности завода СПГ является:

- требуемый эффект и стратегии развития компании;
- источник сырья;
- технологическое решение;
- капитальные затраты;
- сроки ввода в эксплуатацию;
- наличие долгосрочных контрактов поставки продукции;
- срок окупаемости проекта.

Мировое распределение объёмов по производству СПГ сосредоточено на крупнотоннажных заводах, что, в первую очередь, определяется освоением крупных запасов газа и позволяет применить сложные технологии при удельно низких затратах на производство СПГ.

Проекты среднетоннажных заводов СПГ ориентированы на относительно небольшие (малые и средние) и удалённые месторождения, возможность адаптации под мировой спрос на длительном временном отрезке жизненного цикла производства СПГ. Гибкость среднетоннажных СПГ определяется возможностью тиражирования проекта, что, в свою очередь, позволяет перераспределить зоны реализации продукции на мировом рынке потребления СПГ, а также короткие сроки возврата инвестиций.

Таблица 1. Группы производства СПГ по производительности.

СПГ	Малотоннажный	Среднетоннажный	Крупнотоннажный
Источник сырья	Газораспред-е сети, месторожд., биогаз	Газораспред-е сети, месторождение	Интеграция с проектами добычи, нац. газовая сеть
Объем произ-ва	< 80 тыс. т	< 2 млн т	>2 млн т
Логистика	До 600 км, в отд. случаях до 2000 км	До 2000 км	Без ограничений
Технология транспортировки	Автоцистерны, танк-контейнеры	Цистерны, газовозы до 60 тыс. куб. м	Крупные газовозы до 260 тыс. м ³ классов Q-Max, Q-Flex, Yamalmax
Потребители	Мелкий опт, розница	Операторы нишевых рынков, агрегаторы	Национальные газовые и энергетические компании, агрегаторы
Каналы сбыта	КриоАЗС, автономное тепло и энергоснабжение	Национальные и региональные приемные терминалы, операторы малотонн-го СПГ	Национальные приемные терминалы; операторы малотонн-го СПГ
Масштаб	Локальный	Региональный	Глобальный

СПГ	Малотоннажный	Среднетоннажный	Крупнотоннажный
Пример реализации	СПГ заводы Кривогаз», СПГ Канюсята («Газэнергосеть»), СПГ Екатеринбург («Межрегионгаз»), СПГ Нижний Бестях (Ассоциация строителей АЯМ)	«Кривогаз Высоцк», КС «Портовая», «Ямал СПГ» Т4, «Обский СПГ», Т1-Т3	«Сахалин-2», «Ямал СПГ» Т1-Т3, «Балтийский СПГ»

Малотоннажные заводы СПГ ориентированы на близкую локализацию поставщика и потребителя, с целью компенсации пиковых сезонных потребностей, когда пропускной способности газотранспортной сети недостаточно, требуются быстрые сроки введения в производство и минимизация затрат (расходов) на эксплуатацию.

Параметры малотоннажного СПГ в соответствии с ГОСТ Р 55892-2013

- Граничное значение по объему выпускаемого СПГ – не более 10 тонн/час или около 87 000 т/год без учета потерь рабочего времени на плановые технологические остановки (около 5 000 т/год).
- Размер единичной емкости для хранения СПГ – не более 260 м³.
- Максимальное количество хранимого СПГ – не более 200 т.
- Избыточное давление в криогенных резервуарах – не более 0,8 МПа.

Типы малотоннажного производства СПГ

На мини-заводах СПГ возможно использование двух технологических решений: «технология открытого цикла» и «технология цикла расширения хладагента».

Технология открытого цикла предполагает использование давления подаваемого газа в качестве источника энергии для его охлаждения. Газ, находящийся под высоким давлением, проходит через дроссель, расширяется, или совершает работу, например, на турбине, охлаждается, и на выходе из системы преобразуется в жидкость.

Основные типы установок производства СПГ технологии открытого цикла:

1) холодильные циклы с дросселированием различных модификаций (дроссельный, дроссельный высокого давления с предварительным охлаждением, дроссельно-эжекторный);

2) детандерные холодильные циклы.

Минусами данной технологии являются небольшой объем сжижения газа (до 15%), высокие капитальные затраты из-за использования газовых турбин. Плюсы: низкое потребление энергии и низкие эксплуатационные расходы.

Технология замкнутого цикла с расширением хладагента построена на циркуляции хладагента (азот+многокомпонентная смесь) в замкнутом контуре, содержащем компрессоры и теплообменные аппараты. Хладагент охлаждается и подается в теплообменный аппарат, где кипит за счет отбора тепла от метана. В процессе теплообмена, метан охлаждается и сжижается.

Далее хладагент вновь подогревается, подается в компрессор для сжатия, снова охлаждается и процесс повторяется.

Основные типы установок производства СПГ технологии цикла расширения хладагента:

1) каскадные холодильные циклы с чистыми хладагентами (классические каскадные циклы);

2) однопоточные каскадные циклы с хладагентом, представляющим собой многокомпонентную смесь углеводородов и азота.

Минус данной технологии – высокое потребление электроэнергии, а плюсы: максимальный объем сжижения (до 100%), низкие капитальные затраты на строительство, минимальные площади застройки, простота технологии и надежность.

Мощности малотоннажных производств СПГ в России стабильно растут, и имеющиеся планы по использованию СПГ в качестве газомоторного топлива и для автономной газификации позволяют России стать одним из мировых лидеров по развитию сектора малотоннажного СПГ.

Проекты малотоннажного производства значительно менее требовательны к объектам инфраструктуры, а оборудование для производства СПГ может быть доставлено практически в любое место. Капитальные вложения в малотоннажное производство СПГ в абсолютном выражении значительно меньше, чем для крупнотоннажного завода. Кроме того, срок строительства малотоннажного завода составляет от одного до трех лет, в то время как средний срок строительства для крупнотоннажных заводов составляет пять лет.

Наличие значительных запасов природного газа, развитая газотранспортная система обеспечивают значительный потенциал малотоннажного СПГ в России, который в свою очередь решает задачи развития систем автономной газификации удаленных районов РФ и газомоторного топлива.

В качестве таких потребителей выступают:

- экспорт (АО «Криогаз», Ленинградская область, Калининград);
- объекты изолированной генерации электрической энергии (ООО «СПГ», Якутск);
- газификация населенных пунктов (ООО «Газпром СПГ технологии», Канюсята, ООО ПСК «Сахалин», Сахалин, ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург», Екатеринбург);
- ГМТ для замещения дизельного топлива в рамках группы компаний (ООО «Сибирь-Энерго», Новокузнецк, «Русская медная компания», Томинский ГОК, ООО «Газпром гелий сервис», Владивосток).

В России стратегии развития сетей производства малотоннажного СПГ реализуют основные компании: Газпром, НОВАТЭК, Криогаз.

В настоящее время в Российской Федерации построены 18 малотоннажных заводов (с учетом активно строящихся до 25 единиц) общей установленной мощностью более 260 тыс. т производство на которых по итогам 2022 года превысило 135 тыс. т [2], (рис. 2)

Действующая структура малотоннажных производств СПГ характеризуется преобладающим количеством установок, построенных с использованием дроссельной технологии (12 единиц), три установки используют азотный цикл, две – детандерный и одна – смесевой цикл.

Существенный толчок в развитии малотонажного СПГ в России дает использование СПГ в качестве газомоторного топлива. В данной ситуации следует отметить высокий уровень синхронизации действий по созданию транспортных коридоров, на которых возможно заправиться СПГ, и производителей техники на СПГ. Одной из динамично развивающихся организаций по производству малотоннажного СПГ для нужд газомоторного топлива является ООО «Сибирь-Энерго», Новокузнецк.

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» имеет опыт ремонта, ПНР и запуска компрессорного оборудования малотонажного СПГ.

РИСУНОК 2. Структура МТСПГ-проектов по мощности (действующие проекты)¹



Действующие проекты	до 1 т/ч	до 1,5 т/ч	до 3 т/ч	до 5 т/ч	до 7 т/ч	до 10 т/ч	10-20 т/ч	ИТОГО
Количество проектов	6	6	4	1	1	-	-	18
дроссельный	6	3	3	-	-	-	-	12
MRC	-	1	-	-	-	-	-	1
азотный	-	2	-	-	1	-	-	3
детандерный	-	-	1	1	-	-	-	2
Установленная мощность, тыс. т	29,3	65,7	75,8	40,0	50,0	-	-	260,8
дроссельный	29,3	28,6	54,8	-	-	-	-	112,7
MRC	-	12,0	-	-	-	-	-	12,0
азотный	-	25,1	-	-	50,0	-	-	75,1
детандерный	-	-	21,0	40,0	-	-	-	61,0

Источник: оценки авторов

¹ Проекты, строительство которых завершено, объекты введены в эксплуатацию.

Рис. 2. Мощности малотоннажных СПГ производств

В период октябрь–ноябрь 2021 г. АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» по обращению ООО «Сибирь-Энерго» выполнены работы по ревизии и восстановительному ремонту (с изготовлением запчастей) двухступенчатого винтового компрессора Kobelco RS31STX, работающего в составе установки по производству малотоннажного СПГ; рассмотрение фактических режимов работы установки, алгоритмов работы на всех режимах; поиск причин выхода из строя и выдача рекомендаций по исключению аварийных ситуаций; инженерное сопровождение при вводе в эксплуатацию восстановленного винтового компрессора Kobelco RS31STX.

Компания ООО «Сибирь-Энерго» является инициатором реализации интегрированного проекта по производству СПГ и созданию инфраструктуры для его потребления на территории Кемеровской области. Производство альтернативного топлива предназначено для средне- и крупнотоннажной самосвальной карьерной техники угледобывающих предприятий.

СПГ завод ООО «Сибирь-Энерго» (рис. 3) реализован по технологии MRC-процесса (смешанный хладагент) со 100% ожижением. Производство СПГ первой очереди – 1,5 т/час (с возможностью увеличения до 7 т/час). Год ввода в эксплуатацию 2017г, изготовитель установки – Китай. Основные параметры СПГ завода приведены в табл.2.



Рис. 3. СПГ завод «Сибирь-Энерго»

Краткое описание технологии производства СПГ: сырьевой природный газ из подземного газопровода с давлением 1,10 МПа и температурой 0... 20°C поступает в технологический комплекс предварительной подготовки сырьевого газа, где проходит его первичная очистки от больших частиц механических примесей и капельной влаги (фильтрование в С1), нагрев при необходимости в теплообменнике Т1, сжатие до давления 4,6...4,8 МПа, декарбонизация, дегидратация (осушка) и демеркуризация (деактивацию ртути) (рис.4).

Таблица 2. Основные параметры СПГ завода «Сибирь-Энерго».

№	Параметр	Значение
Параметры природного газа на входе в СПГ завод		
1	Давление на входе, МПа	1,2
2	Температура на входе, °С	20
Параметры природного газа в модуль холодильной установки		
3	Расход, м ³ /час	2000
4	Давление, Мпа	5,3
5	Температура, °С	10
Параметры СПГ на выходе с технологической линии		
6	Давление, Мпа	0,4
7	Температура, °С	-160
Параметры хранения и отгрузки СПГ		
8	Общий объем хранения, м ³	150x2
9	Давление, Мпа	0,01-0,05
10	Температура, °С	-160

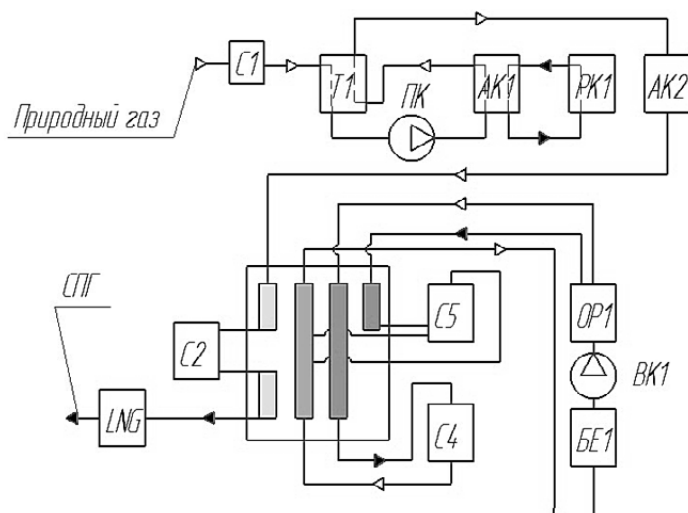


Рис. 4. Схема производства СПГ

Для сжатия отфильтрованного природного газа используется двухступенчатый поршневой компрессор сырьевого газа (ПК). Подогрев газа перед сжатием осуществляется в пластинчатом рекуперативном теплообменнике потоком горячего газа, нагретого после сжатия. Фильтрация организована через рукавные фильтры, установленные до и после компрессора. Для улавливания капельной влаги и сглаживания колебаний давления,

вызванных работой поршневого компрессора и газорегулирующих клапанов, используются ресиверы. Избыточное тепло, возникающее при сжатии, отводится от газа в теплообменниках, с циркулирующим через них антифризом.

В процессе декарбонизации природный газ проходит с низу вверх абсорбционную колонну АК1, контактируя со встречным потоком бедного раствора метилдиэтанолamina (MDEA), стекающего в пленочном режиме по кольцам Палля сверху вниз, при этом из природного газа до достижения предельного насыщения раствора MDEA происходит хемосорбция двуокиси углерода (CO_2). Насыщенный раствор MDEA регенерируется (освобождается от CO_2) в регенерационной колонне РК1, очищается от химических примесей и фильтруется от осадка в контуре циркуляционного насоса высокого давления. В регенерационной колонне, наполненной кольцами Палля и связанной с атмосферой, в верхней части имеется обратный холодильник, предназначенный для конденсации и возврата воды обратно в раствор, раствор MDEA стекает сверху вниз где происходит его нагрев до 101°C , при которой разрывается химическая связь с CO_2 .

Очищенный от двуокиси углерода, природный газ поступает на технологический блок осушки, оснащенный фильтром и демеркурезатором. В этом технологическом блоке установлено четыре адсорбционные колонны (АК3) для абсорбирования воды и тяжелых углеводородных газов, в которых на программном управлении автоматически осуществляется осушка по технологии TSA (технология основана на принципе селективного поглощения молекул воды и тяжелых углеводородных газов поверхностью молекулярного сита). После осушки природный газ фильтруется от механических примесей, появляющихся вследствие износа молекулярного сита, и очищается от следов ртути в демеркуризаторе, заполненном молекулярным ситом из активированного угля с серой.

Природный газ, подготовленный в системе предварительной подготовки, проходит сверху вниз через холодильник в испарителе И1 на 1 этапе охлаждается от 7°C до -50°C с последующим отделением влаги в сепараторе С2 и, при достижении выхода из холодильника, охлаждается до -164°C превращаясь при этом в жидкость, которая после снижения давления редуцирующим клапаном (0,32 МПа) собирается для хранения и последующей выдачи в двух низкотемпературных резервуарах LNG (V-1701).

Контур охлаждения СПГ работает по следующему принципу: после равномерного смешения в емкости для приготовления холодильного агента (N_2 -азот, CH_4 -метан, C_3H_8 -пропан, $n\text{-C}_4\text{H}_{10}$ - n -бутан, C_2H_4 -этилен) он поступает через буферную емкость БЕ1 на всасывание в двухступенчатый винтовой компрессор ВК1 с давлением 0,1...0,3 МПа и температурой 20°C .

После компримирования до давления 2,1...2,9 МПа и температурой $85...95^\circ\text{C}$ (в зависимости от режима работы по временам года) хладагент поступает в маслоотделители и 2-ой ступени, в которых происходит очистка хладагент-

та от масла до содержания 5 ppm, затем хладагент поступает в теплообменник где происходит охлаждение с 85 до 30°C, далее хладагент разделяется на 2 потока в отделителе ОФ1: Газофазный CH₄-Метан, N₂-Азот, C₂H₄-Этилен и жидкофазный C₃H₈-Пропан, n-C₄H₁₀-н-Бутан.

Газофазный CH₄-Метан, N₂-Азот, C₂H₄-Этилен поступает в испаритель И1, где кипит от температуры +30°C до -163°C при давлении 2,1 МПа (длинная оранжевая линия) и дросселируется до давления 0,2...0,3 МПа (давление всасывания в винтовой компрессор) и температуры -167°C, далее в сепараторе С4 отделяется газовая (сверху сепаратора) и жидкостная (снизу сепаратора) фаза и поступает в контур захлаживания метана (синяя линия). В контуре захлаживания метана хладагент нагревается до температуры всасывания в компрессор 0...45°C. Жидкофазный C₃H₈-Пропан, n-C₄H₁₀-н-Бутан поступает в испаритель С2 где кипит от температуры +30°C до -40...-50°C при давлении 2,1 МПа (короткая оранжевая линия) и дросселируется до давления 0,2...0,3 МПа (давление всасывания в винтовой компрессор) и температуры -46...-56°C, далее в сепараторе С5 отделяется газовая (сверху сепаратора) и жидкостная (снизу сепаратора) фаза и поступает в среднюю часть контура захлаживания метана (синяя линия) где происходит докипание хладагента.

После полного выкипания газообразный хладагент возвращается в буферную емкость БЕ1 и поступает на всасывание в компрессор.

Ремонт компрессора и анализ причин выхода из строя. Винтовой двухступенчатый маслозаполненный компрессор KOBELCO KS31STX (Kobe Steel, Ltd) поступил в АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» с заклинившими роторами. Разборка, дефектация компрессора показала повреждения рабочих поверхностей роторов, корпусов сжатия, опорных и упорных подшипников, как следствие смещения роторов и соприкосновения с ответными деталями из-за масляного голодания. В кратчайшие сроки (2 недели) была разработана ремонтная документация, изготовлены и отремонтированы детали компрессора, выполнена обратная сборка и отгрузка конечному Заказчику.

Специалистами АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» рассмотрены эксплуатационные документы компрессора (руководство по эксплуатации, сборочные чертежи и схемы компрессорной установки, уставки технологических параметров), тренды технологических параметров при аварийном останове, а также дефекты, выявленные при ревизии компрессора. Сформированы причинно-следственные связи аварийного останова и выявлены отклонения.

По результатам анализа установлена причина выхода из строя компрессора Kobelco KS31STX – падение давления масла в напорном коллекторе смазки подшипников в результате повышенного перепада на фильтре масла. Выявлены замечания к технологической обвязке компрессора, такие как отсутствие датчиков давления (используется датчика перепада), защит и блокировок по маслосистеме и мониторингу параметров компрессора.

Отсутствие данных по давлению до и после оборудования (маслонасос, фильтра) препятствуют более точному анализу причин выхода строя, а отсутствие жизненно важных для винтового компрессора защит и блокировок приводит к поломке и дорогостоящему ремонту компрессорного оборудования.

Учитывая важность и опасность производственного объекта специалистами АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», исходя из многолетнего опыта проектирования и ввода в эксплуатацию компрессорного оборудования, в адрес Заказчика были выданы рекомендации по модернизации существующей обвязки компрессорной установки, корректировке алгоритмов и уставок системы автоматизации Изготовителя установки (Китай):

- ввод в САУ защиты по перепаду «масло-газ»;
- ввод в САУ защиты по падению давления смазки в напорном коллекторе смазки;
- ввод в САУ защиты по температуре подшипников;
- ввод в САУ защиты по осевому перемещению компрессора;
- ввод в САУ алгоритма автоматического регулирования производительности золотниками 1-й и 2-й ступени по заданной уставке.
- установка резервного маслонасоса с функцией АВР;
- для контроля фактических параметров маслосистемы и исправности ее элементов обеспечение контроля давления после насоса, в напорном коллекторе (после фильтра) датчиками давления дополнительно к датчикам перепада;
- для контроля нерасчетных режимов компрессора, контроля нагрузки на компрессор (при попадании жидкой фазы или при увеличении плотности газа) ввести запись трендов тока главного электродвигателя;
- ввод в САУ защиты по превышению силы тока.

На производственной площадке ООО «Сибирь-Энерго» при участии технических специалистов АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» выполнены ПНР и ввод в эксплуатацию отремонтированного винтового компрессора. На момент написания статьи наработка компрессора после ремонта составляет более 19 000 ч.

В связи с наличием экономических санкций иностранных государств по применению импортного оборудования в области производства СПГ в РФ все сложнее и в некоторых отдельно взятых случаях невозможно обеспечить бесперебойную работу установок ввиду отсутствия поддержки изготовителя и запасных частей.

По этой же причине ООО «Сибирь-Энерго» активно рассматривает переход на оборудование отечественного изготовления. По заявке ООО «Сибирь-Энерго» было разработан технический проект компрессорной установки 7ГВ 45/3-30 М3а УХЛ1 по импортозамещению компрессорной установки Kobelco KS31STX холодильной установки малотоннажного СПГ завода с применением компрессора разработки АО «НИИТурбокомпрессор».

Компрессорная установка 7ГВ 45/3-30 МЗА УХЛ1 включает в себя блок компримирования, блок маслоснабжения, блок сепарации масла и спроектирована с сохранением габаритно- присоединительных размеров (площади застройки) и позволяет выполнить полную замену компрессорной установки Kobelco KS31STX.

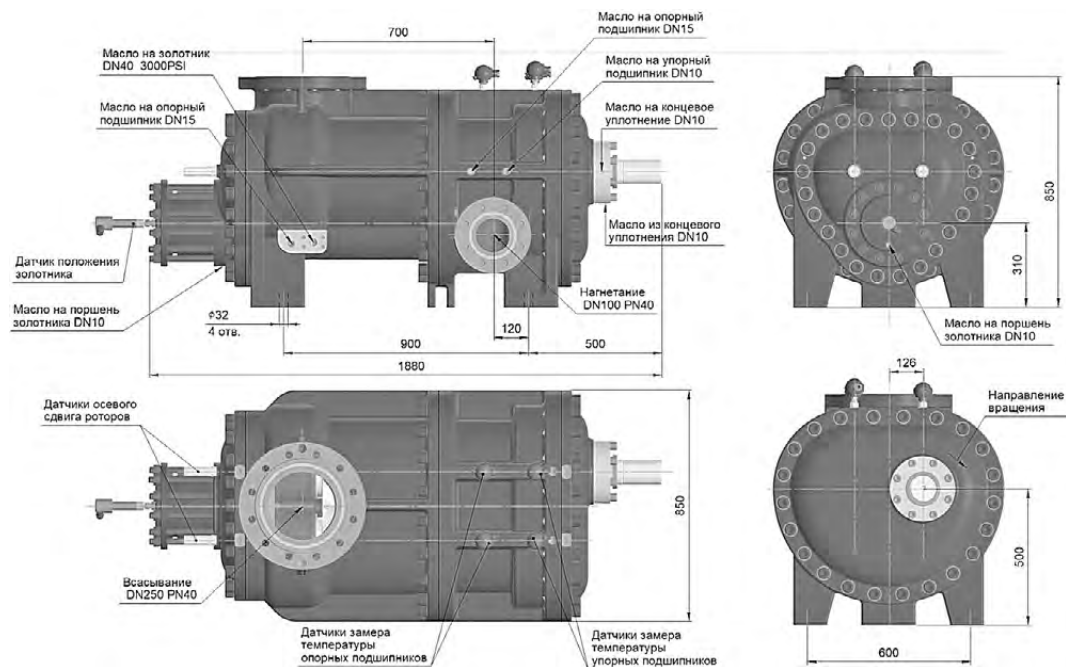


Рис. 5. Общий вид компрессора

Тенденции роста потребности в применении СПГ заводов малотоннажного производства на территории РФ в ближайшем будущем и импортозамещении существующих установок повышает спрос и подталкивает к развитию отечественной промышленности. Выполненные работы и результаты, описанные в данной статье, позволяют сделать выводы о высокой значимости винтовых компрессоров в производстве малотоннажного СПГ.

Список литературы

1. Возможности и перспективы развития малотоннажного СПГ в России, Московская школа управления, 189л.
2. Состояние и перспективы малотоннажного производства СПГ в России, УДК:665.752 Neftegaz.ru.

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА ВОЗДУШНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ СЖАТОГО ГАЗА В ХОЛОДИЛЬНИКАХ КОМПРЕССОРОВ

Г.С. Маршалова¹,

А.Б. Сухоцкий,² В.Б. Кунтыш², Е.С. Данильчик², Д.В. Островская²

¹УО «Белорусский государственный технологический университет»,
г. Минск, Беларусь, Институт тепло- и массообмена имени А.В. Лыкова
НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь

²УО «Белорусский государственный технологический университет»,
г. Минск, Беларусь
galiana.sidorik@gmail.com

При эксплуатации поршневого компрессора важной задачей является поддержание температурного режима.

Для многоступенчатых компрессоров установка холодильников позволяет охлаждать газ между ступенями компрессора, что помогает снизить температуру газа и увеличить плотность газа перед его подачей в следующую ступень. Охлаждение помогает снизить энергопотребление и повысить производительность компрессора. Также холодильники помогают предотвратить перегрев компрессора и увеличивают его срок службы.

Существует несколько типов холодильников, которые могут применяться в различных типах компрессоров: воздушный и водяной.

Воздушное охлаждение в холодильниках чаще всего применяется для передвижных компрессоров, а также для небольших стационарных компрессоров, если подвод охлаждающей воды затруднителен или экономически нецелесообразен [1]. Для усиления отвода тепла наружная теплообменная поверхность холодильников выполняется оребренной.

Наиболее целесообразным способом оребрения является накатка. Лучшими среди накатанных труб являются биметаллические трубы, сочетающие в себе прочность, нужную при высоких давлениях и вибрациях, с большой поверхностью охлаждения по стороне оребрения.

Одним из способов снижения затрат на электроэнергию при эксплуатации теплообменников с воздушным охлаждением является их перевод в режим свободной конвекции.

Подробный обзор научных исследований в области изучения свободной конвекции на круглоребристых трубах и пучках из них представлен в работе [2].

Достичь дополнительной экономии энергии возможно, увеличив время эксплуатации холодильников с частично или полностью выключенными вентиляторами, интенсифицировав теплообмен с помощью установки вытяж-

ной шахты над трубным пучком [3]. При этом теплообменник будет использоваться в режиме смешанной конвекции, когда вынужденный и свободный конвективный теплообмен играют равнозначную роль и никаким из этих процессов невозможно пренебречь. Также применение вытяжной шахты позволит исключить рециркуляцию воздуха в аппарате и повысить срок службы вентиляторов с приводами.

Цель работы – экспериментальное исследование теплоотдачи пучков оребренных труб теплообменников с воздушным охлаждением, оснащенных вытяжной шахтой.

Целью данной работы является экспериментальное исследование эффективности установки вытяжной шахты над теплообменным пучком АВО.

Исследовался четырехрядный шахматный пучок с поперечным шагом $S_1 = 0,064$ м, относительным шагом – $\sigma_1 = S_1 / d = 1,13$, состоящий из оребренных труб следующих параметров: наружный диаметр трубы с оребрением $d = 0,0568$ м; высота ребра $h = 0,0152$ м; межреберный шаг $s = 0,00243$ м; диаметр трубы по основанию $d_0 = 0,0264$ м; толщина ребра $\Delta = 0,00055$ м; коэффициент оребрения $\varphi = 21$, высота вытяжной шахты – $H = 0,52$ м, диаметр выходного отверстия вытяжной шахты – $d_{\text{отв}} = 0,205$ м.

Для повышения эффективности теплоотдачи в потоке нагретого воздуха над экспериментальным пучком устанавливалось два типа вытяжных шахт – с регулируемой высотой и с регулируемым проходным сечением. Высота вытяжной шахты варьировалась в диапазоне $H = 0,52 - 2,10$ м; диаметр выходного сечения – $d_{\text{отв}} = 0,09 - 0,205$ м.

Экспериментальное изучение теплоотдачи проводилось методом полного моделирования. Схема опытной установки, конструкция трубы-калориметра, а также методика исследования и последовательность проведения экспериментов изложены в [4].

По результатам каждого эксперимента рассчитывался средний приведенный конвективный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$:

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{(t_{\text{ст}} - t_0)F'} \quad (1)$$

где Q_k – количество теплоты, переданное от трубы к воздуху конвекцией, Вт .

$$Q_k = W - Q_{\text{л}} - Q_{\text{т}} \quad (2)$$

где W – электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт ; $Q_{\text{л}}$ – количество теплоты, переданное от трубы к воздуху излучением, Вт (рассчитывалось зональным методом по [5]); $Q_{\text{т}}$ – тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт .

Результаты обрабатывались и представлялись в виде зависимости числа Нуссельта от Грасгофа:

$$Nu = \frac{\alpha_k d_0}{\lambda}$$

(3)

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot d_0^3 \cdot (t_{ст} - t_0)}{\nu^2}$$

(4)

где β – коэффициент объемного расширения, K^{-1} ; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; t_{cm} – коэффициент кинематической вязкости m^2/c ; $t_{ст}$ – температура стенки калориметрической трубы у основания трубы, $^{\circ}C$; t_0 – температура окружающего воздуха, $^{\circ}C$.

Результаты экспериментального исследования теплоотдачи четырехрядного оребренного пучка с вытяжной шахтой представлены на рис. 1.

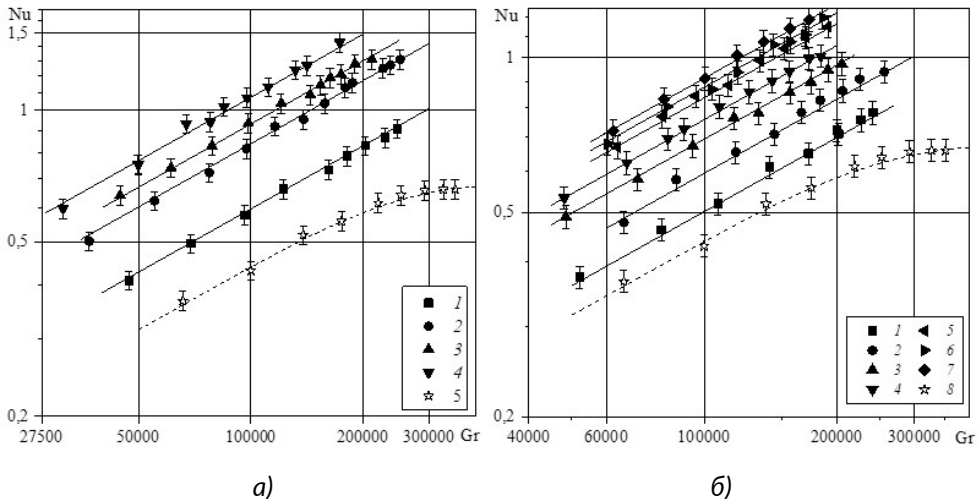


Рис. 1. Теплоотдача четырехрядного оребренного пучка в режиме смешанной конвекции
а) при изменении площади выходного сечения шахты,

б) при изменении высоты вытяжной шахты

а) 1 – $H = 0,52$ м; 2 – $H = 1,16$ м; 3 – $H = 1,48$ м; 4 – $H = 2,12$ м; 5 – без шахты;

б) 1 – $d_{отв.} = 0,09$ м; 2 – $d_{отв.} = 0,105$ м; 3 – $d_{отв.} = 0,123$ м; 4 – $d_{отв.} = 0,137$ м;

5 – $d_{отв.} = 0,160$ м; 6 – $d_{отв.} = 0,178$ м; 7 – $d_{отв.} = 0,205$ м; 8 – без шахты.

С увеличением высоты шахты до $H = 0,52$ м теплоотдача четырехрядного пучка по сравнению со свободной конвекцией возрастает в 1,5 раза, до $H = 1,16$ м – в 2 раза, до $H = 1,48$ м – в 2,25 раза, до $H = 2,12$ м – в 2,75 раза. С увеличением диаметра выходного отверстия вытяжной шахты до $d_{отв.} = 0,09$ м, теплоотдача четырехрядного пучка по сравнению со свободной конвекцией возрастает в 1,25 раза; до $d_{отв.} = 0,105$ м – в 1,5 раза; до $d_{отв.} = 0,123$ м – в 1,75 раза; до $d_{отв.} = 0,137$ м – в 2 раза; до $d_{отв.} = 0,160$ м – в 2,1 раза; до $d_{отв.} = 0,178$ м – в 2,2 раза; до $d_{отв.} = 0,205$ м – в 2,25 раза.

Обобщение экспериментальных данных, представленных на рис. 2, по теплоотдаче в режиме смешанной конвекции проводилось по формуле:

$$Nu = A \cdot Gr^n \quad (5)$$

При этом для четырехрядного оребренного пучка коэффициент $n = 0,48$, коэффициент A вычислялся по следующей формуле:

$$A = 0,006093 \cdot (1,1 - e^{-4,68 \cdot \chi_{ш}}) \cdot (1,3 - e^{-0,0021 \cdot H/d_3}) \quad (6)$$

где $\chi = f_{оме} / f_{сж}$ - коэффициент сужения площади сечения выходной шахты по отношению к сжатому сечению пучка, $f_{оме} = \pi \cdot d_{оме}^2 / 4$ - площадь выходного отверстия вытяжной шахты, m^2 ; $d_3 = \frac{2 \cdot s}{2h+s} S_1 \cdot \chi$ - эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка, m ; χ - коэффициент загромождения оребренными трубами поперечного сечения пучка для прохода воздуха [6].

Уравнения (5) и (6) для четырехрядных пучков действительны в интервале изменения $Gr = 28\ 000 - 320\ 000$, $H/d_3 = 142 - 580$, $\chi_{ш} = 0,14 - 0,75$.

Как видно, расчетные зависимости по формуле (5), представленные на рис. 1 в виде линий, согласуются с экспериментальными данными с отклонением менее $\pm 5\%$.

На рис. 1 данные по теплоотдаче в режиме свободной конвекции с отклонением, не превышающим 5% , обобщались следующим уравнением (в виде пунктирной линии)

$$Nu = 1,75 \cdot 10^{-3} \cdot Gr^{0,48} \cdot (1 - e^{-6,1 \cdot 10^5 / Gr}) \quad (7)$$

Таким образом, установка вытяжной шахты позволяет значительно повысить теплообмен оребренных трубных пучков, что позволяет рекомендовать ее использование для теплообменников с воздушным охлаждением.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (проект T23РНФМ-005) и государственного проекта научных исследований ГБ 21-104 «Интенсификация теплообменных процессов при свободной конвекции в пучках оребренных труб теплообменников воздушного охлаждения».

Список литературы

1. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования / М. И. Френкель. М.: Машиностроение, 1969. 743 с.

-
2. Маршалова, Г. С., Сухоцкий, А. Б., Кунтыш, В. Б. Свободно-конвективный теплообмен на круглоребристых трубах и пучках из них / Г. С. Маршалова, А. Б. Сухоцкий, В. Б. Кунтыш // Инженерно-физический журнал. 2023. Т. 96, № 4. С. 1091–1105.
 3. Маршалова, Г. С. Тепловой расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14 / Г. С. Маршалова. Минск, 2019. 153 с.
 4. Сидорик, Г. С. Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена на круглоребристых труб и пучков // Труды БГТУ. Серия 1. Лесн. хоз-во, природопольз. и перераб. возоб. рес. 2018. № 1. С. 85–93.
 5. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными ребренными пучками: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / А. В. Самородов. Архангельск, 1999. 176 с.
 6. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А. Н. Бессонный [и др.]; под ред. А. Н. Бессонного, В. Б. Кунтыша. СПб.: Недра, 1996. 512 с.

УДК 621.51; 532; 613.644

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА «СУХОГО» СЖАТИЯ ПРИ ПУЛЬСАЦИИ ГАЗА

О.Ю. Паранина¹, А.Ф. Сарманаева¹, Е.Р. Ибрагимов¹, Т.Н. Мустафин²

¹АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г.Казань, Россия

²ФГБОУ ВО «КНИТУ», г. Казань, Россия

olga.paranina@niitk.ru

Винтовые компрессорные установки широко применяются в различных отраслях промышленности. Среди компрессоров объемного принципа действия винтовые компрессоры имеют ряд преимуществ, одним из которых является меньшие вибрации и пульсации газа, по сравнению с поршневыми компрессорами. Однако при работе компрессора его вибрационное состояние может представлять серьезную проблему, так как одной из частых причин выхода из строя оборудования является повышенное значение вибрации. Вибрационное состояние зависит как от конструктивных и технологических параметров, так и от режимных параметров компрессора.

Обследование компрессорной установки осуществляется с применением метода диагностирования по среднеквадратичному значению виброскорости и спектрам вибросигналов. В соответствии с рекомендациями [1], все дефекты разделены на группы.

В первую группу дефектов под названием «подшипники» сведены факторы, которые могут влиять на уровень вибрации, и обусловлены процессами и дефектами в подшипниках, причем как конструктивными, так и технологическими.

Во вторую группу дефектов – группа «компрессорная установка», сведены факторы, которые связаны с конструктивными особенностями компрессорной установки в целом (муфта, центровка, рама, электродвигатель) [2].

Винтовые компрессоры «сухого» сжатия также подвержены влиянию вибраций. В частности, вибраций, возникающих вследствие пульсаций газа на стороне нагнетания.

В качестве объекта исследования принят двухступенчатый компрессор ВК-300. Для исследования причин вибрационного состояния данного компрессора проводились измерения вибраций и пульсаций давления в разных точках исследуемой системы с одновременной регистрацией всех каналов измерения.

Были проведены следующие измерения компрессорной установки ВК-300 при помощи виброанализатора компании SPM «LEONOVA INFINITY»:

- абсолютные вибрации в 15 точках трубопроводов и глушителей;
- пульсации давления газа в 3 точках на трубопроводах;
- относительные вибрации (перемещения) роторов ведущего и ведомого роторов второй ступени компрессора (используется сигнал системы контроля вибрации);
- частота вращения роторов электродвигателей первой и второй ступени.

На рис. 1 и рис. 2 показаны точки измерения вибрации ВК-300 во время пусковых испытаний. Желтым цветом отмечены точки, относящиеся к настоящему исследованию.

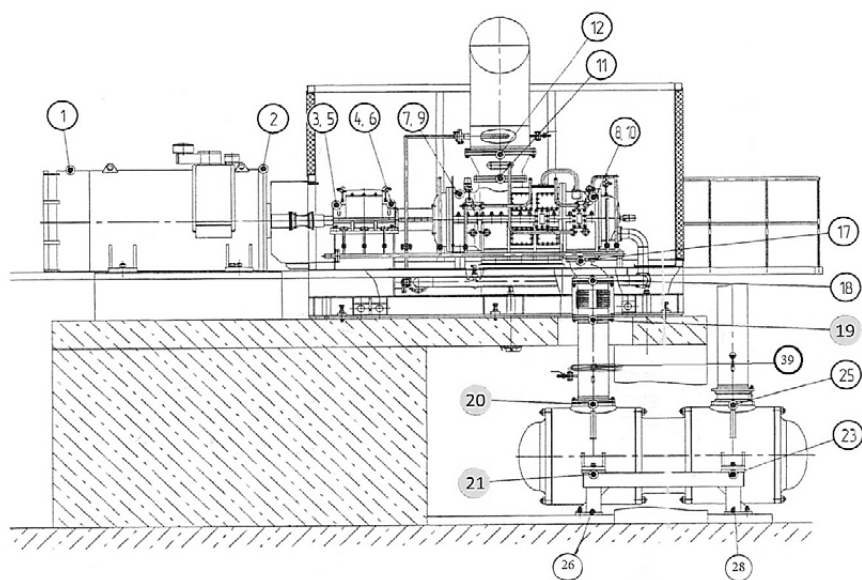


Рис.1. Точки измерения первой ступени

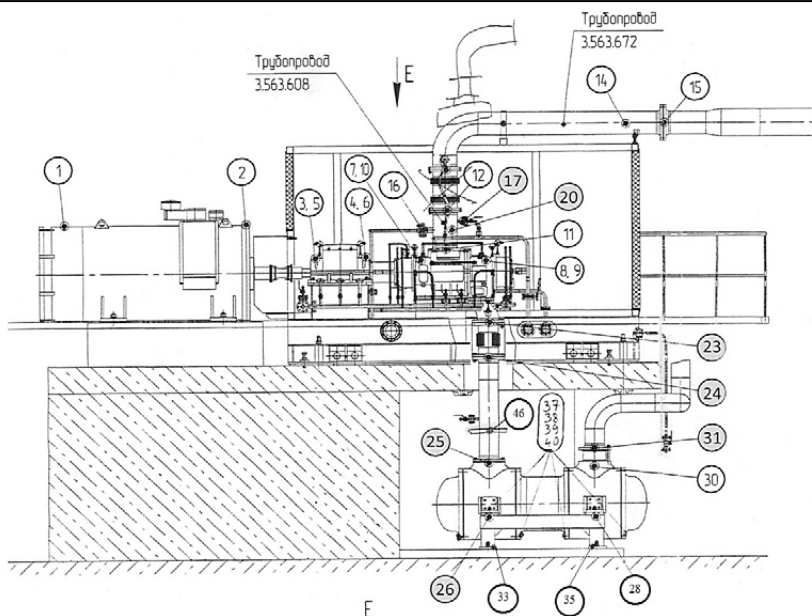


Рис.2. Точки измерения второй ступени

Измерения проводились на 63 режимах работы установки при постоянной частоте вращения электродвигателей в следующих диапазонах частот:

- для электродвигателя I ступени – с 1205 об/мин до 1786 об/мин;
- для электродвигателя II ступени – с 1589 об/мин до 2353 об/мин.

Продолжительность каждой записи составляет 20 секунд, а частота дискретизации 5120 оборотов в секунду.

Результаты измерений

1. Вибрации и пульсации давления в трубопроводе перед компрессором первой ступени графически представлены на рис. 3–5.

Виброскорость - частота вращения, 1 ступень

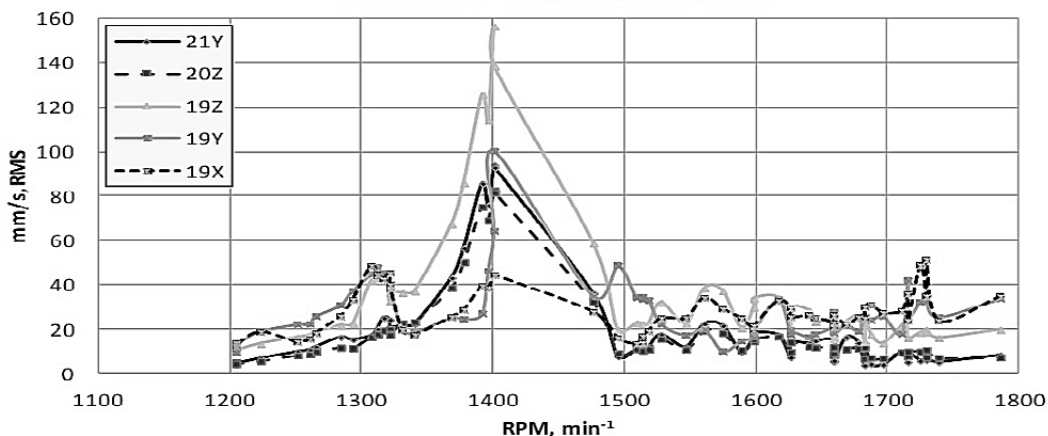


Рис. 3. Виброскорость в зависимости от частоты вращения 1 ступени

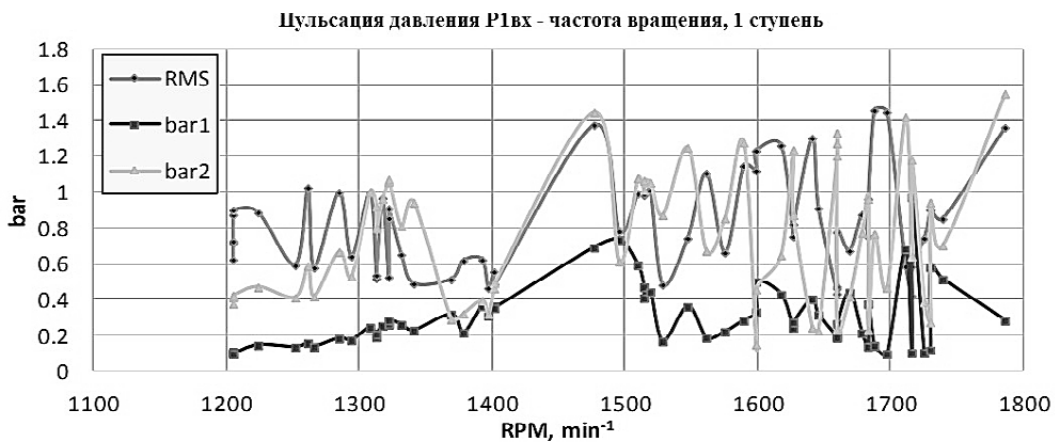


Рис. 4. Пульсация давления в зависимости от амплитуд гармоник, составляющих I и II гармоники 1 ступени



Рис. 5. Виброскорость в зависимости от пульсации давления

2. Вибрация и динамическая составляющая давления в трубопроводе до и после глушителя второй ступени.

Результаты измерения виброскорости в 10 точках:

23Z, 24Z, 24Y, 24X, 25Y, 26X, 17Y, 20Y, 20X, 31Y

и динамической составляющей (пульсаций) давления в трубопроводе до и после глушителя второй ступени компрессора при изменении частоты вращения ротора электродвигателя от 1589,0 до 2353,1 мин⁻¹ графически представлены на рис. 6–13.



Рис. 6. Скорость вибрации до и после компенсатора в зависимости от частоты вращения - точки 23Z, 24Z, 24Y, 24X



Рис. 7. Скорость вибрации в зависимости от частоты вращения для точек 25Y, 26X и 31Y



Рис. 8. Скорость вибрации в зависимости от частоты вращения 17Y, 20X, 20Y



Рис. 9. Пульсации давления на входе в глушитель после 2-й ступени - P2вх в зависимости от частоты вращения электродвигателя

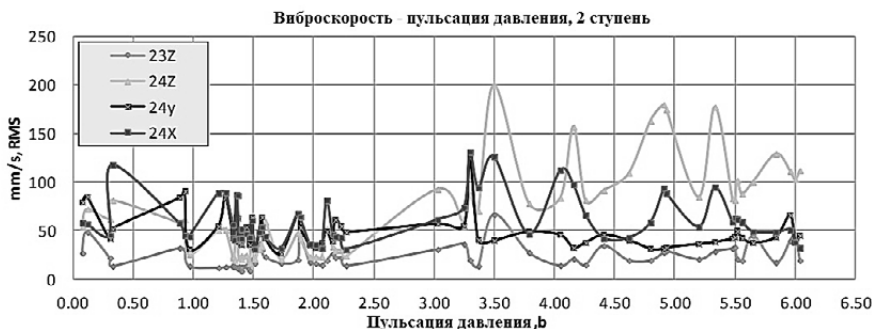


Рис. 10. Зависимость виброскорости в точках 23Z, 24Z, 24Y, 24X от пульсаций давления в точке P2вх

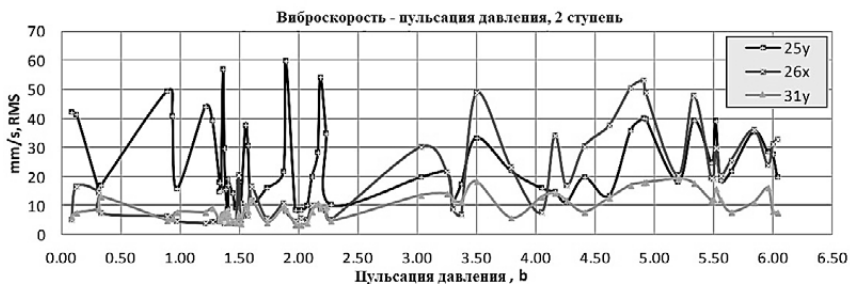


Рис. 11. Зависимость виброскорости в точках 25Y, 26X и 31Y от пульсации давления в точке P2вх

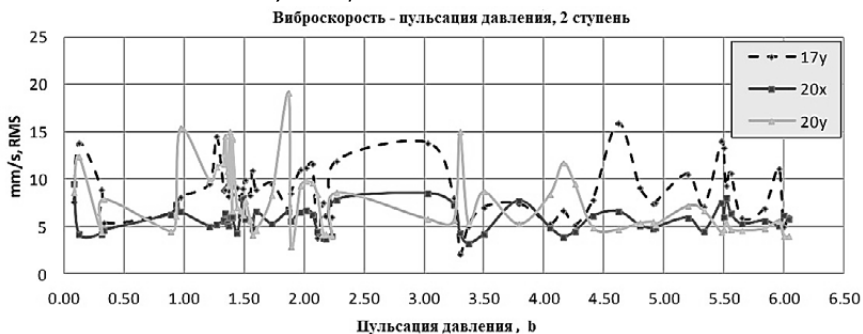


Рис. 12. Зависимость виброскорости в точках 17Y, 20X, 20Y от пульсаций давления в точке P2вх

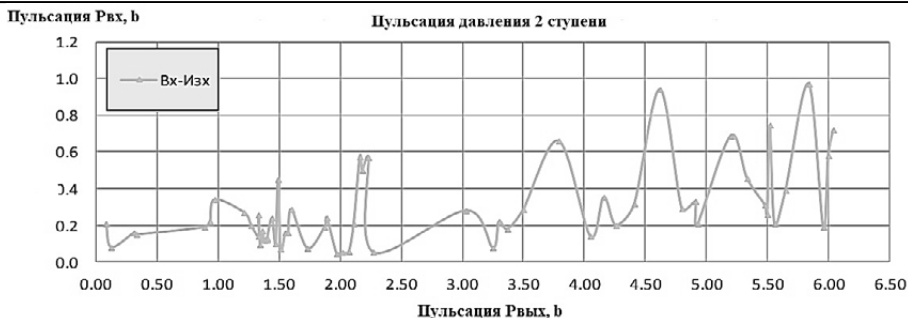


Рис. 13. Связь между пульсациями давления на входе и выходе из глушителя

На рис. 14 показаны спектры пульсаций давления и вибрации точки 20Z (23.10.2014, ступень 1) трубной обвязки КМ-1. На рис. 15 показаны спектры пульсаций давления и вибрации точки 35X (30.10.2014, ступень 2) трубной обвязки КМ-2.

Частота вибрации трубопроводов зависит от величины давления газа и частоты пульсирующего потока, типа опор и расстояния между ними, веса.

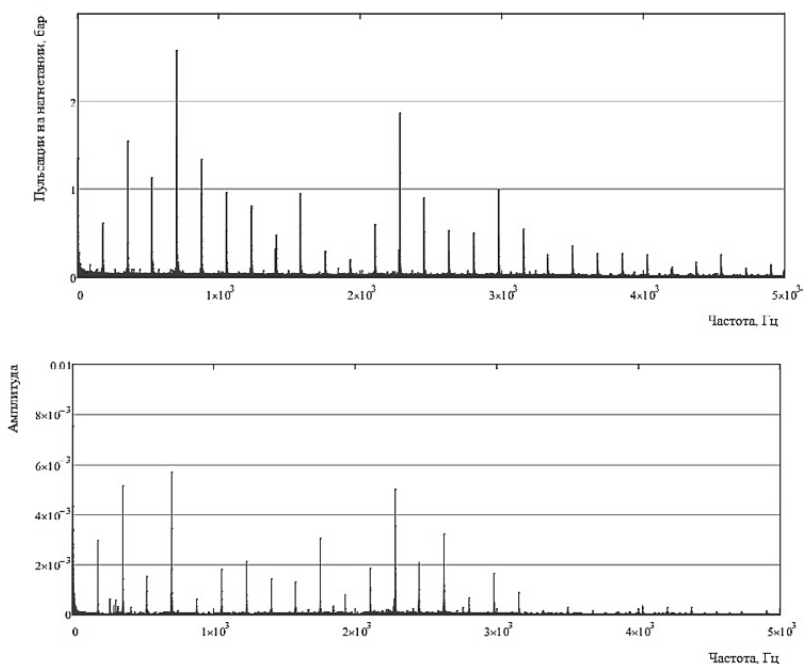


Рис. 14. Спектры пульсаций давления и вибраций в точке 20Z (23.10.2014) обвязки труб КМ-1

Анализ результатов

Из анализа представленных графиков следует, что на многих режимах измерения вибраций компрессора их действующие значения превышают предел $VC/D = 18$ мм/с, по нормам на вибрацию трубопроводов технологи-

ческого газа на компрессорные станции с центробежными компрессорами Мингазпрома РФ [3].

В частности, имеются завышенные значения пульсации газа на стороне нагнетания. Параметрами, влияющими на пульсации расхода газа через окно нагнетания, являются: разность давлений в полости сжатия в момент соединения ее с окном нагнетания и камере нагнетания, а также форма окна нагнетания.

Колебания, вызванные пульсациями газа, приводят к вибрации на низких и средних частотах, которые негативно влияют на детали компрессора, вызывая их ускоренный износ, что приводит к уменьшению технико-экономических показателей оборудования.

В результате анализа характера изменения графиков, представленных на рис. 14 и рис. 15 следует, что имеется совпадение частот пульсаций в линии нагнетания с частотным спектром винтового компрессора «сухого» сжатия, как в низком, так и в высоком частотном диапазоне. Из этого следует, что уменьшение значений данных частот в самом компрессоре позволит снизить и сами пульсации.

Правильно организованная система нагнетания винтового компрессора «сухого» сжатия позволит снизить не только шум, но пульсацию компрессора.

Следовательно, необходимо поставить задачу о моделировании пульсации газа на нагнетании.

Для исследования влияния формы окна нагнетания на газовые пульсации потребуется разработка программы расчета рабочего процесса «сухого» винтового компрессора [4].

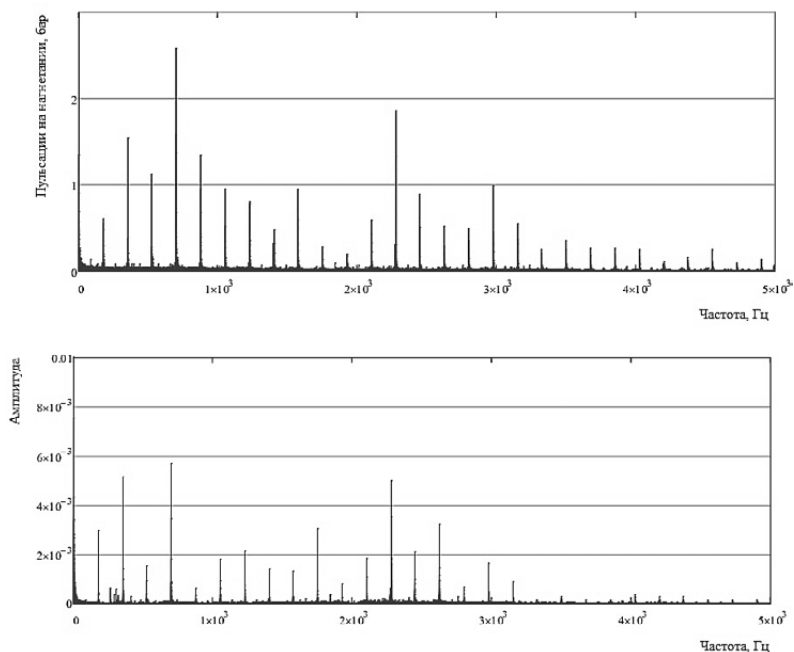


Рис. 15. Спектры пульсаций давления и вибраций в точке 35X (30.10.2014) обвязки труб КМ-2

Данные материалы свидетельствуют не только о важности исследований факторов вибраций, но и могут послужить для верификаций математических моделей газовых пульсаций винтовых компрессоров «сухого» сжатия.

Список литературы

1. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. Пермь, 2012. 252 с.
2. Абросимов Ю.А., Гарифов К.И., Зискин Г.Ф., Ишмуратов М.А., Налимов В.Н., Паранин Ю.А. К вопросу снижения вибрационного состояния компрессорных установок с винтовыми компрессорами. Часть 1. Анализ влияния дефектов изготовления винтовых компрессорных установок на их вибрационное состояние // «Компрессорная техника и пневматика», №6, 2017. С.45–47.
3. ГОСТ 32388-2013. Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчета на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия.
4. Ласкин А. А., Якупов Р. Р., Райков А.А., Мустафин Т. Н., Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Математическая модель рабочего процесса винтового вакуумного насоса / Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022, в.8(749), с.65-73 (RINC, ВАК).
5. Ширман А.Р., Соловьев А.Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М.: Машиностроение, 1996. 276 с.
6. Челомей В.Н. Вибрации в технике. М.: Машиностроение, 1980. 502 с.

УДК 681.5; 621.51; 622.279

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СЕРИЙНОЙ МОДУЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ООО «ГАЗПРОМ ДОБЫЧА ЯМБУРГ»

А.Р. Корнилов

АО «НИИ Турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
anatoliy.kornilov@niitk.ru

Введение

Как известно, обеспечение бесперебойной добычи и транспортировки природного газа от места добычи (куста газовых скважин) до магистрального трубопровода является одной из важнейших задач, стоящих перед структурными подразделениями ПАО «Газпром». Для ее решения используются газоперекачивающие агрегаты (ГПА), сгруппированные на газовом промысле – технологической станции, обеспечивающей подготовку газа и его компримирование до давления в магистральном газопроводе. Каждый ГПА обслужи-

вает несколько кустов газовых скважин (КГС). Данная технология работает эффективно на месторождениях, добыча на которых начата не очень давно. По мере эксплуатации месторождения в течение нескольких десятков лет, его запасы газа постепенно исчерпываются, что приводит к снижению дебита газовых скважин, выражающееся в падении давления во всасывающем трубопроводе ГПА, что в свою очередь приводит к работе компрессора на режиме, далеком от оптимального и снижению рентабельности добычи газа на завершающем этапе эксплуатации месторождения.

Одним из вариантов решения проблемы повышения эффективности добычи газа на завершающем периоде эксплуатации газового месторождения является применение модульных компрессорных установок (МКУ). Этот вариант используется на Ямбургском месторождении (ООО «Газпром добыча Ямбург»).

МКУ – это компрессорная установка, обеспечивающая повышение давление на входе ГПА на участке газотранспортной сети от КГС до ГПА. МКУ имеет блочно-контейнерное исполнение и располагается непосредственно на каждом из КГС, эффективность работы которого необходимо повысить. Специфические требования к данному типу установкам обусловили применение нестандартных технических решений, новых для АО «НИИтурбокомпрессор» и ОАО «Казанькомпрессормаш». В настоящей статье рассказывается об опыте разработки системы автоматизации серийных МКУ для ООО «Газпром добыча Ямбург».

1. Особенности МКУ как объекта автоматизации

Как к объекту автоматизации, к МКУ предъявляются следующие требования:

- 1.1 Минимальные требования к ресурсам, требуемым от заказчика для обеспечения работоспособности установки. Так как МКУ располагается в районе с болотистыми почвами, то требуется минимизация затрат для подготовки площадки для размещения установки – т.е. требование о минимизации пятна застройки, а также минимизация подводимых коммуникаций для возможности ее функционирования – Заказчик предоставляет только высоковольтную линию 10 кВ, подключение к трубопроводам всасывания и нагнетания и метанольную линию для противодействия гидратообразованию в трубопроводах и оборудовании. Физических каналов связи с верхним уровнем автоматизации не предусмотрено.
- 1.2 Требование к минимизации монтажа, в том числе электромонтажа на площадке заказчика.
- 1.3 Безлюдная технология. Так как установка располагается непосредственно на КГС в районе Крайнего Севера, с суровыми климатическими условиями (температура зимой до -60° , сильные ветра и обильные снегопады), осложняющими выезды на обслуживание МКУ, то одним

из требований Заказчика является минимизация времени пребывания обслуживающего персонала непосредственно на установке и применение дистанционного мониторинга работы МКУ с возможностью удаленного управления ее оборудованием.

- 1.4 Требование к «живучести». Оборудование МКУ не должно выходить из строя в зимний период при перебоях электропитания 10 кВ длительностью до 48 часов. Удаленный мониторинг состояния МКУ в этот период также должен быть обеспечен.
- 1.5 Требование к высокой надежности оборудования автоматизации, вытекающее из требования о применении безлюдной технологии.
- 1.6 Необходимость выполнения функций измерительной системы контроля параметров скважин КГС- требуется удаленный контроль с УКПП давления и температуры каждой скважины.
- 1.7 Необходимость соблюдения политики ПАО «Газпром» в области импортозамещения – все оборудование и материалы, используемое в составе МКУ, должны быть из реестра МТР либо требуют отдельного согласования Заказчиком.

2. Принятые технические решения для реализации требований к системе автоматизации МКУ

После анализа поставленной перед «НИИТК» и ОАО «ККМ» задачи, была разработана и изготовлена сначала одна опытная МКУ, а далее, после учета опыта ее эксплуатации и пожеланий заказчика и мелкосерийная установка (22 шт.) в вариантах МКУ-500 и МКУ-1000, отличающихся по производительности. Установка выполнена в блочно-модульном здании (БМЗ) минимально возможных габаритных размеров, разделяемом на две части для возможности отдельной транспортировки, с расположенными на крыше БМЗ аппаратами воздушного охлаждения газа и масла (рис.1).

С учетом конструктивного исполнения МКУ и требований, изложенных в разделе 1, при разработке СА МКУ были приняты технические решения:

- 2.1 Реализация требований п.1.1 в части электроснабжения потребовала применения в составе МКУ расширенной, по сравнению с ранее выпускавшимися установками, системы распределения электроэнергии, включающей помимо НКУ, собственное высоковольтное распределительное устройства (ВРУ, поставщик – АО «ВНИИР»), размещённое в отдельном высоковольтном отсеке (рис.2).

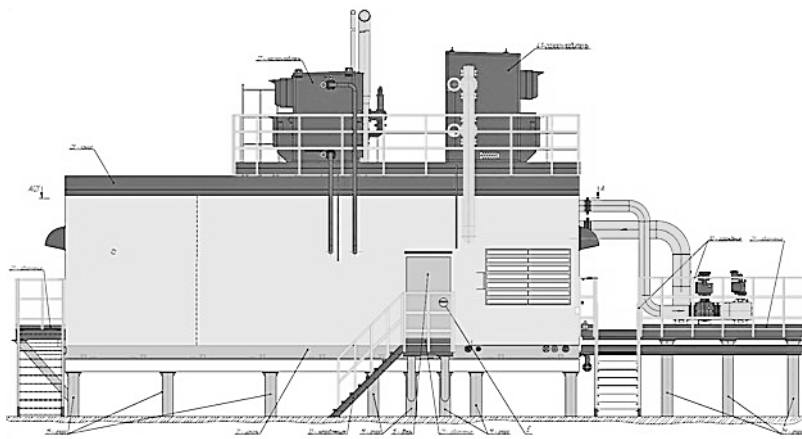


Рис.1. Общий вид МКУ

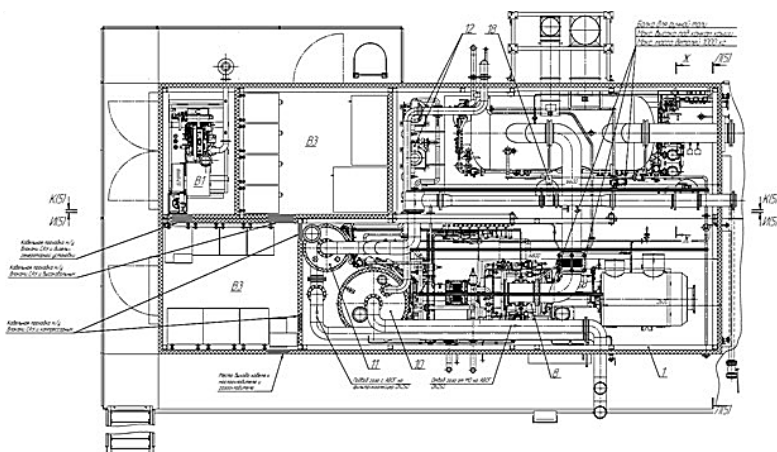


Рис.2. Компоновка блока-контейнера МКУ

Состав ВРУ включает четыре высоковольтных ячейки:

- ячейка ввода,
- ячейка отходящей линии к УБПВД,
- ячейка УКРМ,
- ячейка отходящей линии к ТСН.

В том же отсеке располагается устройство безударного пуска высоковольтного двигателя (УБПВД) производства АО «ВНИИР», обеспечивающее снижение пускового тока до значения не более трех номинальных токов электродвигателя МКУ. УБПВД было применено для снижения нагрузки на ВЛ 10 кВ в связи с достаточно высокой мощностью двигателя МКУ – до 1000 кВт в варианте МКУ-1000.

Для повышения эффективности работы линии 10 кВ от Заказчика, в составе МКУ предусмотрено устройство компенсации реактивной мощности (УКРМ), совмещенное с ячейкой УКРМ.

В связи с тем, что питание вспомогательного оборудования должно также обеспечиваться средствами МКУ, для этих целей в высоковольтном отсеке предусмотрен силовой трансформатор 10/0,4 кВ, обеспечивающей питание основного ввода питания НКУ, от которого уже непосредственно запитывается вспомогательное электрооборудование – масляные, водяные насосы, аппараты воздушного охлаждения газа и масла, трубопроводная арматура, ТЭНы и т.п.

2.2 Выполнение требования о минимизации пятна застройки привело к необходимости отказа от отдельного БМЗ для САУ, НКУ и ВРУ, что практиковалось на ранее изготовленных установках. Размещение щитового оборудования САУ и НКУ выполнено в одноименном отсеке, отделенном от технологического отсека внутренней перегородкой БМЗ. Аналогично, в отдельном отсеке ВРУ, выполнено и размещение высоковольтного щитового оборудования. Одновременно возникла необходимость применения максимально компактного щитового оборудования - ВРУ, НКУ, УБПВД, САУ МКУ, а также применение других технических решений, обеспечивающих минимизацию габаритов используемого оборудования. В частности, были применены аппараты воздушного охлаждения газа и масла, имеющие в своем составе электронно-коммутируемые двигатели, имеющие возможность регулирования частоты вращения, что позволило отказаться от использования преобразователей частоты в составе НКУ и привело к уменьшению его габаритных размеров, что в свою очередь обеспечило уменьшение площади отсека САУ и НКУ.

2.3 Для сокращения количества электромонтажных работ на объекте Заказчика кабельная разводка в пределах одной транспортной единицы (модуля БМЗ) выполнена на заводе-изготовителе с использованием кабель-каналов под фальшполом в отсеках САУ НКУ и ВРУ и лотков в отсеке технологическом. Реализация данного технического решения также позволила минимизировать количество требуемых кабельных лотков под блоком МКУ на объекте Заказчика. Проходы кабелей между отсеками с зонами разной категории взрывоопасности выполнены с помощью специализированных проходок типа «Roxtec». Приняты меры для сокращения количества кабелей, заводящихся через проходки, для чего применены клеммные коробки, объединяющие несколько полевых кабелей, в один (если это не запрещено требованиями НТД). Дополнительно сократить количество межблочных кабелей позволило исключение отдельно стоящего здания САУ и НКУ, так как существенная часть кабельной разводки теперь располагается внутри БМЗ и выполняется на заводе-изготовителе.

2.4 Необходимость работы МКУ в режиме безлюдной технологии, а также обеспечение возможности удаленного контроля МКУ с верхнего уровня автоматизации при отсутствии предоставляемых Заказчиком кабельных линий связи MODBUS RTU либо MODBUS TCP между МКУ и АРМ верх-

него уровня, а также достаточная удаленность МКУ от УКПГ (несколько километров), потребовали применения нестандартного для установок производства ОАО «ККМ» подхода к организации канала передачи данных – использование для этой цели радиоканала WIMAX на базе оборудования отечественного производителя – АО «НПФ «Микран», базовая станция которого располагается на ГП, а абонентскими станциями оснащается каждая из МКУ.

- 2.5 Для исключения замерзания и последующего выхода из строя оборудования МКУ при перебоях электроснабжения, в составе МКУ предусмотрен дизель генератор (ДГУ) с запасом топлива на 48 часов работы. ДГУ запрашивает резервный ввод питания НКУ и тем самым обеспечивает электропитанием наиболее ответственные системы МКУ – управляемые от САУ МКУ приточный калорифер, обогреватели в отсеках, жизнеобеспечение отсека ДГУ, саму САУ МКУ с системой радиоканальной связи, систему пожаротушения, систему обогрева трубопроводов. Дополнительно, предусмотрен ИБП МКУ, обеспечивающий питание САУ, УБПВД и шкафов управления высоковольтных ячеек при отсутствии питания на обоих вводах НКУ-0,4 кВ, а также обеспечивающий питание арматуры, задействованной в алгоритме аварийного останова. Все эти меры обеспечивают сохранение МКУ в работоспособном состоянии на время ремонтных работ на линии электроснабжения, а также позволяют выполнить удаленный запуск МКУ по радиоканалу по команде с АРМ после их завершения.
- 2.6 Реализация требования к высокой надежности оборудования автоматизации, потребовало применение САУ на базе резервированного контроллера, что для ранее выпускавшихся ВКУ ОАО «ККМ» для нефтегазовой отрасли ранее не практиковалось. Подробное описание микропроцессорного контроллера приведено в разделе по САУ МКУ. Дополнительно, в связи применением резервирования технологического оборудования МКУ (маслонасосы, водяные насосы, ТЭНы) соответственно возросло количество связанного с ним оборудования автоматизации – КИП, пускозащитной аппаратуры что можно рассматривать как резервирование по входным сигналам и сигналам управления, что также повысило надежность функционирования системы автоматизации и МКУ в целом.
- 2.7 Для выполнения требования Заказчика о обеспечении контроля параметров скважин КГС, на котором установлена МКУ, в систему автоматизации была интегрирована система «Гиперфлоу-АССД» производства ООО НПФ «Вымпел». Данная система состоит из беспроводных датчиков давления и температуры газовых скважин, опрашиваемых САУ МКУ по радиоканалу посредством мини-коммуникатора Гиперфлоу-МК, установленного на блок-боксе МКУ.
- 2.8 Необходимость соблюдения политики ПАО «Газпром» в области импор-

тозамещения потребовала выполнения СА на базе отечественных комплектующих, в частности был применен микропроцессорный контроллер отечественного производства TREI-5B производства АО «ТРЭЙ» г. Пенза. В составе компрессоров ОАО «ККМ» этот тип контроллера применяется впервые, но учитывался положительный опыт применения данного контроллера изготовителем САУ МКУ – ПАО «Газпромавтоматизация». При выборе других комплектующих СА учитывалось их наличие в Едином реестре МТР ПАО «Газпром».

3. Структурная схема системы автоматизации серийной МКУ, состав и функции, выполняемые СА МКУ

3.1 Структурная схема СА серийной МКУ изображена на рис. 3. В состав СА МКУ входят:

- собственно САУ МКУ,
 - приборы КИП,
 - аппаратура контроля вибрации,
 - НКУ-0,4 кВ с АВР,
 - система контроля параметров скважин,
 - аппаратура радиоканальной связи с верхним уровнем автоматизации.
- Смежными для СА системами, с которыми осуществляется ее взаимодействие, являются:
- РУ-10 кВ,
 - устройство безударного пуска высоковольтных двигателей,
 - системы пожарной сигнализации и контроля загазованности,
 - дизель-генераторная установка,
 - система обогрева трубопроводов.

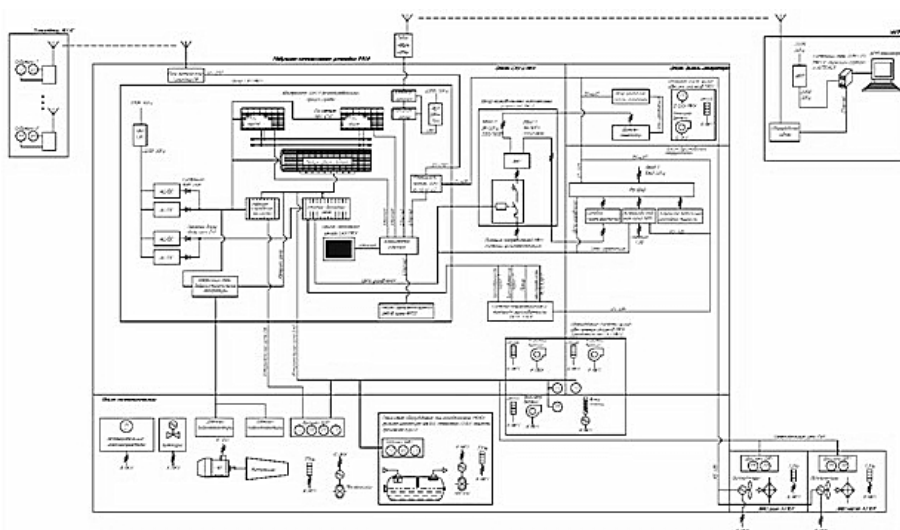


Рис 3. Структурная схема СА серийной МКУ

Основой СА является микропроцессорная системы управления, размещенная в двухкорпусном шкафу в отсеке САУ и НКУ. Также в этом отсеке размещается НКУ-0,4 кВ, единый ИБП МКУ, шкаф управления системы обогрева трубопроводов, шкаф системы пожаротушения, шкаф ППУ, шкаф комплекса инженерно-технических систем охраны (КИТСО).

Контроль параметров работы оборудования МКУ осуществляется с помощью КИП, располагающимся на трубопроводах, непосредственно на оборудовании, а также стойке приборов отсека технологического. Стойка приборов позволяет осуществлять контроль параметров давления непосредственно из отсека технологического. Для этого датчики давления оснащены ЖК-индикаторами. Также в технологическом отсеке предусмотрен пост управления, позволяющий управлять насосами МКУ по месту и осуществлять остановку МКУ в случае необходимости. Сигналы со всех КИП поступают в контроллер шкафа САУ МКУ и визуализируются на сенсорной ЖК-панели оператора, расположенной на его лицевой стороне.

3.2 СА МКУ выполняет следующие функции:

- защита МКУ от опасных режимов работы путем отключения двигателя МКУ и перевода арматуры в безопасное состояние в случае выхода параметров за область допустимых значений,
- управление включением/отключением технологического оборудования МКУ – масляных, водяных насосов, аппаратов воздушного охлаждения газа и масла, ТЭНов - путем выдачи команд на включение/отключение пускателей НКУ-0,4 кВ,
- управление отсечной и регулирующей арматурой НКУ, в ручном и автоматическом режиме, путем выдачи дискретных сигналов на открытие/закрытие, а также аналоговых сигналов задания положения,
- формирование команд на включение/выключение высоковольтных выключателей, системы УБПВД, в том числе в режиме удаленного управления с АРМ оператора УКПГ,
- управление оборудованием системы жизнеобеспечения, в том числе приточной установкой системы вентиляции с функцией калорифера, электроконвекторами, клапанами воздушными, вентиляторами системы вентиляции с целью поддержания оптимальной температуры в отсеках МКУ в любое время года,
- оптимальное регулирование параметров технологического процесса МКУ,
- опрос по радиоканалу и визуализация на местном АРМ и АРМ УКПГ измерительной информации с приборов контроля параметров давления и температуры скважин КГС,
- обмен информацией по радиоканалу WIMAX с удаленным АРМ оператора, расположенном на ГП, для обеспечения функций мониторинга, Архивации данных и удаленного управления оборудованием МКУ.

4. Технические характеристики САУ МКУ, комплектность

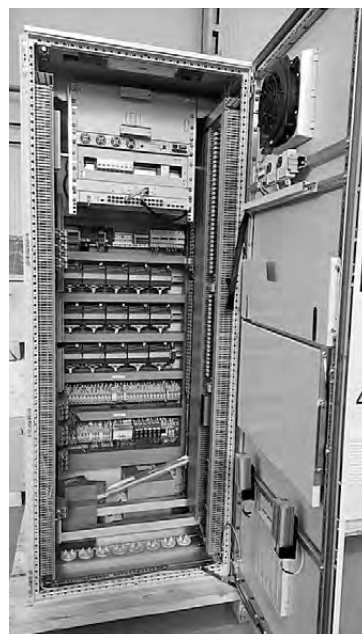
4.1 САУ МКУ представляет собой программно-технический комплекс системы управления типа «Неман-Р» производства ПАО «Газпром Автоматизация», на базе контроллера с резервированной процессорной частью производства АО «ТРЭЙ», г. Пенза (мастер-модуль TREI-5B-05 M903E, модули вво-да/вывода M500, ЖК сенсорная панель 17" IPPC-6172A (ООО «Адвантех» РФ, г. Москва), размещённая в шкафу «Риттал» 1600x2100x800 (конструктивно состоит из двух секций 800x2000x800) исполнения IP54. В шкафу САУ также размещены комплект ИБП и коммутатор для оборудования ШПД МКУ.



Шкаф САУ левый



Шкаф САУ правый



Шкаф САУ устройство

Рис 4. Фотографии САУ МКУ

Система имеет следующие характеристики:

Электрическое питание САУ МКУ осуществляется по первой категории особой группы от трех источников энергоснабжения.

Оборудование САУ МКУ (ШУ технологического оборудования) имеет два ввода электропитания:

- основной – от двух независимых взаимно резервированных источников переменного тока напряжением ($220 +22/-33$) В, частотой (50 ± 1) Гц;
- резервный – от источника бесперебойного питания (ИБП) из состава МКУ, с собственными комплектами аккумуляторных батарей, запитанных от сети первой категории электроснабжения (ввод ~ 220 В, 50 Гц).

Напряжение питания подается через автоматические выключатели. Переход с основного ввода на резервный и обратно осуществляется автоматически, без потери работоспособности системы.

Мощность, потребляемая системой при номинальных напряжениях питания, составляет не более 2 кВт от одного из вводов (первого или второго).

Прием, преобразование и представление в виде значений физической величины осуществляется:

- от термопреобразователей сопротивления по ГОСТ 6651-2009;
- от преобразователей термоэлектрических типа ТХА по ГОСТ Р 8.585-2001;
- от преобразователей с электрическим выходным сигналом постоянного тока 4-20 мА (0-20 мА) по ГОСТ 26.011-80;
- от дискретных датчиков (двухпозиционных сигналов в виде «сухого» или «потенциального» контакта =24 В) по ГОСТ 26.013-81.

Выходы САУ МКУ обеспечивают коммутацию и выдачу следующих электрических цепей и сигналов:

- постоянного напряжения =24 В током не более 5 А;
- переменного напряжения ~220 В частотой 50 Гц током не более 5 А;
- унифицированный сигнал постоянного напряжения в диапазоне от 0 до 10 В;
- унифицированный сигнал постоянного тока в диапазоне от 4 до 20 мА.

Приведенная погрешность измерительных каналов (ИК) и каналов аналогового управления (КУ) не выходит за пределы допусковых значений $\pm 0,2\%$ для всех ИК и КУ.

В системе обеспечено гальваническое разделение между внутренними цепями управления и цепями датчиков и исполнительных механизмов.

Система обеспечивает работоспособность в следующих условиях:

- температура окружающего воздуха – от плюс 5 до плюс 50 °С;
- относительная влажность – не более 80 % при плюс 35 °С.

Срок службы – не менее 15 лет.

4.2 Комплект поставки САУ МКУ включает в себя:

Верхний уровень:

- местная панель управления;
- прикладное и системное ПО;

Нижний уровень:

- комплекс программно-технических средств (КПТС) в соответствии с конструкторской документацией на САУ МКУ «Неман-Р»;
- прикладное и системное ПО;
- блок экстренного аварийного останова (БЭАО), в составе КТС.

5. Технические решения по СА ВКУ, ранее не применявшиеся на установках производства АО «Казанькомпрессормаш»

Как уже говорилось ранее, в процессе разработки СА МКУ, с учетом требований заказчика МКУ- ПАО «Газпром», были применены новые для АО «НИИ-ИТК» и АО «ККМ» технические решения по СА:

5.1 Применение единого ИБП модульного исполнения (изготовитель - ООО "Фирма"Источник", г. Казань) для питания ответственных систем, в том числе САУ МКУ и трубопроводной арматуры, задействованной в алгоритме аварийного останова. ИБП имеет двухсекционную структуру, объединяющую в одном шкафу по сути два отдельных ИБП:

- 1) ИБП 40кВА/40кВт, предназначенного для обеспечения питания 400В 50Гц асинхронных электродвигателей исполнительных механизмов трубопроводной арматуры, в процессе перевода арматуры в безопасное состояние, после отключения МКУ в случае пропадания 400В 50Гц на входе шкафа НКУ 400В;
- 2) ИБП 10кВА/10кВт, предназначенного для обеспечения гарантированным питанием 230В 50Гц системы управления МКУ; для обеспечения питанием 230В 50Гц цепей оперативного тока высоковольтного распределительного устройства (ВРУ) и устройства плавного пуска электродвигателя МКУ (УПП); для обеспечения 230В 50Гц сирены звуковой сигнализации.

В состав ИБП входят:

- 1) четыре включенных в параллель блока ИБП на выходную мощность 40000 Вт типа ТМА ИБП 10000 3/3;
- 2) блок источника ИБП на выходную мощность 10000 Вт типа ТМА ИБП 10000 3/1;
- 3) устройство контроля и управления;
- 4) элементы коммутации (автоматические выключатели (QF) и проходные клеммы (ХТ), кабели).
- 5) два батарейных блока ВВ-16-9;
- 6) четыре батарейных блока ВВ-20-9;
- 7) вентилятор с фильтром GSV-3100;
- 8) нагреватель с вентилятором SNV-640-000.

Внешний вид и вид на внутреннее устройство приведены на Рис.5.

5.2 Применение оборудования WIMAX для обмена с вышестоящим уровнем по каналу ШПД.

Данный комплект оборудования выполняет следующие функции:

- организация высокоскоростной линии связи с МКУ;
- подключение САУ, СПА и КЗ МКУ, к вышестоящему уровню автоматизации;
- обеспечение бесперебойной работы линии связи до 60 минут, при отсутствии внешнего электроснабжения.
- Он состоит из блоков, устанавливаемых на антенной трубостойке (рис.5), размещенной на крыше БМЗ:
- приемо-передающего модуля ППМ-6000U производства АО «НПФ «Микран», г. Томск, защищенного термочехлом от воздействия низких температур,
- абонентской антенны на частотный диапазон 5,6 – 6,5 ГГц того же производителя (рис.6),



Шкаф ИБП МКУ Внутреннее устройство ИБП

Рис 4. Фотографии САУ МКУ

- комплекта радиочастотных и питающих кабелей, монтажных частей, а также из изделий, размещаемых внутри САУ МКУ (рис.7);
- ИБП связи на напряжение 48 В со временем резервирования 60 мин (ООО Системы Промавтоматики, г. Новосибирск);
- адаптера питания 48 В (АО «НПФ «Микран»);
- коммутатора Ethernet 48 В, 24 порта 10/100 Base-T, 4 порта 10/100/1000 Base-T (ООО предприятие «Элтекс», г. Новосибирск);
- устройства защиты от импульсных перенапряжений УЗИП (АО «НПФ «Микран»).

5.3 Применение системы «ГиперФлоу-АССД» производства ООО «НПФ «Вымпел», г. Саратов, для контроля параметров скважин по радиоканалу.

Структурная схема системы ГиперФлоу-АССД изображена на Рис.8. Система состоит из нескольких контролируемых пунктов, размещаемых непосредственно на каждой из скважин КГС, и мини-коммуникатора (радиомодема) ГиперФлоу-МК исполнения «Р» (рис. 10), установленного на БМЗ МКУ и осуществляющего опрос контролируемых пунктов (КП) путем радиообмена.

Оборудование КП имеет следующий состав:

- датчик комплексный «ГиперФлоу-ЗПм» в составе блока электронного БЭ-020 и датчика избыточного давления ДИ-017 (рис. 9),
- термопреобразователь сопротивления,
- мини-коммуникатор «ГиперФлоу-МК» исполнения «Р»,
- монтажные части.



*Антенна и модуль ППМ-6000U
в термочехле*



*Модуль приемо-передающий
ППМ-6000U*

*Рис 6. Фотографии оборудования радиоканала,
устанавливаемого на антенной трубостойке*

Оборудование КП располагается в термобоксе для защиты от воздействия низких температур.



Рис 7. Оборудование связи, устанавливаемое в шкафу САУ МКУ

Мини-коммуникатор «ГиперФлоу-МК» исполнения «Р», установленный на МКУ, получает питание от САУ МКУ, для чего используется источник питания DPX15-24WS3P3, размещаемый в шкафу САУ. Информационное взаимодействие с САУ МКУ осуществляется по интерфейсу RS-232.

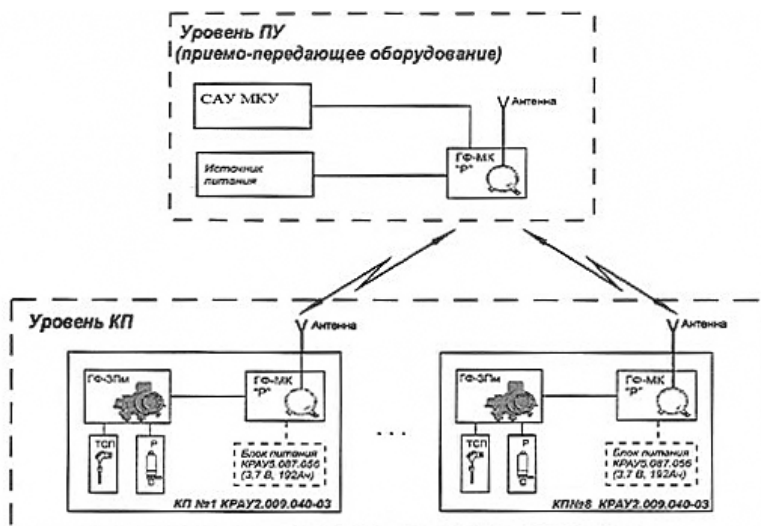


Рис. 8. Структурная схема системы ГиперФлоу-АССД



Рис. 9. Датчик комплексный ГиперФлоу-ЗПМ»



Рис. 10. Мини-коммуникатор «ГиперФлоу-МК» исп. «Р»

Результаты

В результате проведенных проектно-конструкторских работ была разработана и запущена в серийное производство новая для НИИТК и ККМ установка, с системой автоматизации, учитывающей жесткие требования нового (в части винтовых компрессорных установок - ВКУ) заказчика - ПАО «Газпром», отвечающей требованиям по импортозамещению, имеющей в своем составе САУ на базе отечественной микропроцессорного контроллера с резервированной процессорной частью и радиоканальной связью. Получен положительный опыт организации серийного производства ВКУ с СА, превосходящей по сложности СА ранее выпускавшихся установок.

Список литературы

1. Паранин Ю.А., Биктимеров Ш.Ш., Налимов В.Н., Сидоров А.И. Создание винтовой модульной компрессорной установки ТАКАТ для применения в системах компримирования на малодебитных скважинах ПАО «ГАЗПРОМ» // Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. - Казань: Изд-во «Слово», 2017. С. 93-100.
2. Паранин Ю.А., Биктимеров Ш.Ш., Налимов В.Н., Минязев Л.Б., Сидоров А.И., Ефимов А.Н. Создание винтовой модульной компрессорной установки ТАКАТ для систем компримирования на малодебитных скважинах ПАО «Газпром» // Газотурбинные технологии, №1, 2018. С. 10-14.
3. Устройство программного управления TREI-5B-05. Модули серий M900, W900. Руководство по эксплуатации TREI.421457.001-02 РЭ// АО«ТРЭИ», 2022.
4. Автоматизированная система сбора данных «ГиперФлоу-АССД». Руководство по эксплуатации КРАУ1.456.032-01 РЭ// ООО «НПФ «Вымпел», 2022.

УДК 621.51; 004.94

ПРИМЕНЕНИЕ СТАНДАРТНЫХ ПРОГРАММНЫХ КОМПЛЕКСОВ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕЖИМОВ КОМПРИМИРОВАНИЯ И ДЕТАНДИРОВАНИЯ В ВИНТОВОМ КОМПРЕССОРЕ

П.В. Хачиров, В.В. Горшков, А.С. Пугачук, В.В. Козлов
ПАО «Пензкомпрессормаш», г. Пенза, Россия
pavel.khachirov@yandex.ru

Введение

Роль газовой промышленности в энергетике нашей страны увеличивается с каждым годом. Наиболее перспективным является природный газ, основу которого составляет метан (70-90%). Несмотря на то, что природный газ проигрывает нефтепродуктам в энергоэффективности, он более экологичен, так как дает меньше выбросов CO₂ на единицу получаемой энергии, а также значительно меньше ядовитых веществ. Еще одним важным преимуществом является то, что метан можно считать возобновляемым видом топлива, так как он выделяется в результате разложения органики. При добыче газа из недр земли, давление газа из месторождения может достигать 120 атмосфер, которое приходится редуцировать до давления 12 МПа для магистральных трубопроводов. Эту избыточную энергию газа можно превратить в электроэнергию с помощью детандера.

В данный момент используются турбодетандеры, представляющие из себя центробежную машину, состоящую из двух частей — компрессорной и детандерной. При давлении газа больше необходимого, оно понижается детан-

дером, при этом компрессорная часть простаивает. При падении давления ниже давления в магистральном трубопроводе включается компрессорная часть, однако простаивает детандерная. В этом случае перспективным является использование винтового детандера-компрессора, который лишен главного недостатка турбодетандера – простаивания одной из частей агрегата. В винтовом детандере-компрессоре избыточная энергия газа снимается двумя роторами, при этом падает давление и температура газа, а при достижении уровня давления ниже необходимого, газ начинает компримироваться теми же роторами. Таким образом 100% времени работает 100% установки. Однако, данные машины пока не наши массового применения в нашей стране ввиду сложности проектирования, поэтому на предприятии ПАО «Пензкомпрессормаш» разрабатывается расчетная модель на платформе ПО ANSYS Workbench. Выбор программы обусловлен наличием бессрочной лицензии на предприятии.

Ansys – универсальная программная система анализа методом конечных элементов (далее МКЭ). Она включает в себя такие необходимые для проектирования модули как Static structural для решения прочностных задач и CFX для решения задач гидрогазодинамики. Суть МКЭ заключается в том, что конечная конструкция рассматривается как совокупность отдельных элементов.

Основные идеи МКЭ заключаются в следующем:

1. Любые непрерывные величины, такие как перемещение, температура, давление, и пр. могут быть аппроксимированы дискретной моделью. Построение модели основано на множестве функций, определённых на конечном числе подобластей – элементах (конечных элементах);
2. Кусочно-непрерывные функции определяются с помощью значений непрерывной величины в конечном фиксируемом рассматриваемой области. Эти точки называются узлами;
3. Значение непрерывной величины в каждой узловой точке считается переменной, которая должна быть определена;
4. Непрерывная величина аппроксимируется на каждом элементе функцией, которая определяется с помощью узловых значений этой величины. Непрерывность величины сохраняется вдоль границ элемента;
5. Объекты исследования могут иметь различную форму и физическую природу, будь то твердые тела, жидкости, газы или электромагнитные среды и др.

Постановка задачи

В рамках исследования решается задача моделирования процессов сжатия в расчетной области винтового компрессора и получение значений расходов на разных режимах его работы.

Таблица 1. Граничные условия.

	Режим работы 1		Режим работы 2	
	всасывание	нагнетание	всасывание	нагнетание
Р, МПа	9,9	12,5	4,09	12,5
Т, К	293		274,35	
Сжимаемый газ	Метан			
Кол-во оборотов, мин ⁻¹	3000			

Ограничение области расчета

Для ограничения области расчета была выделена расчетная область винтового компрессора, содержащая домены окон всасывания и нагнетания, бочек ведущего и ведомого роторов и объема, в котором вращаются роторы. Построенная модель импортирована в расчетный модуль Ansys в формате str-файла (рисунок 1).

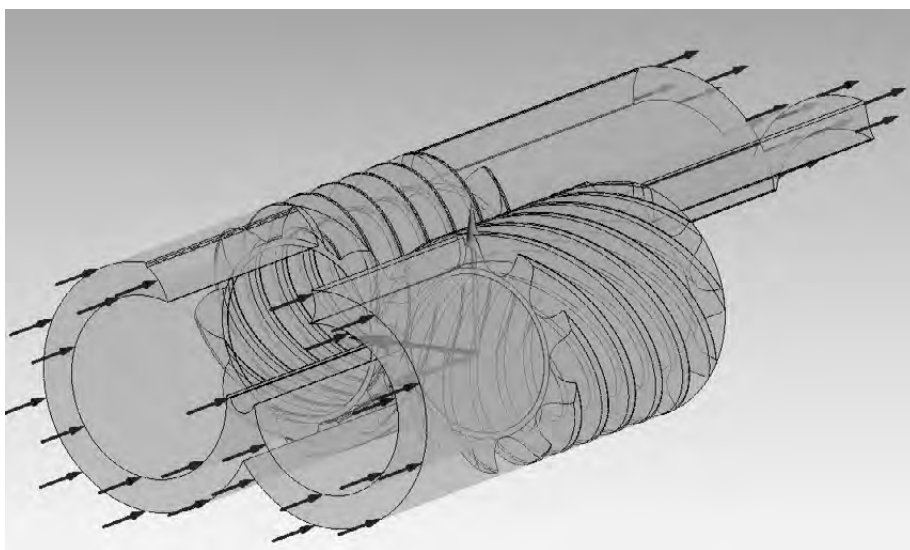


Рис. 1. Расчетная область

Дискретизация области расчета

На основе созданной 3d-модели была построена сетка в препроцессоре Mesh (рис. 2–4). Изменяемыми параметрами сетки являлись размер элемента сетки и количество пристеночных слоев. Количество элементов сетки составляет 29261478 шт.

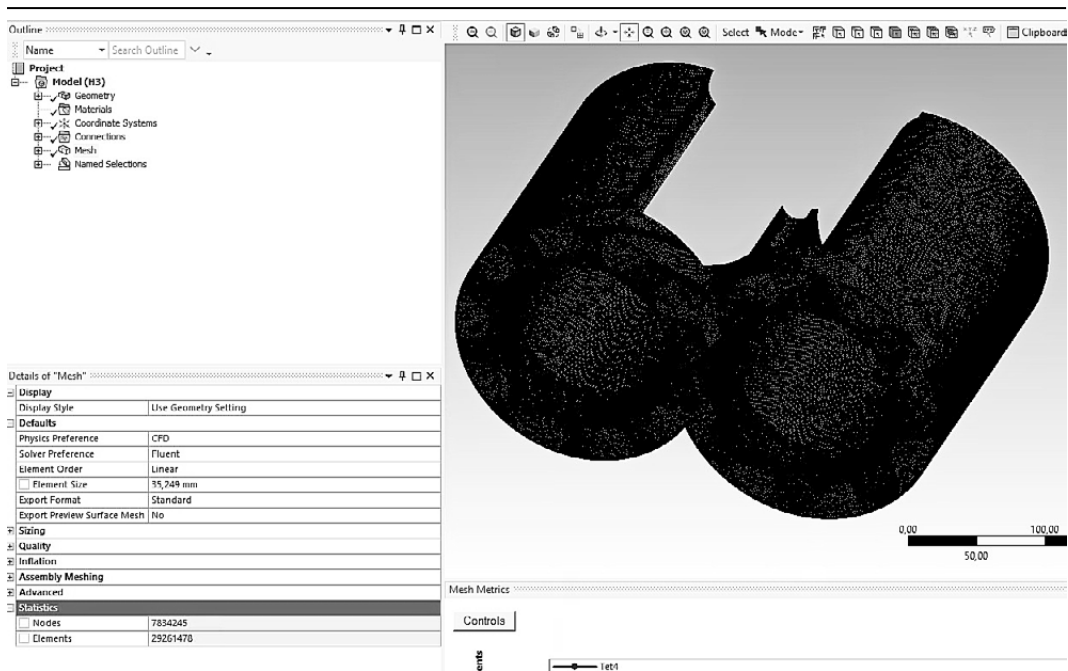


Рис. 2. Расчетная сетка

Решение. Режим работы 1

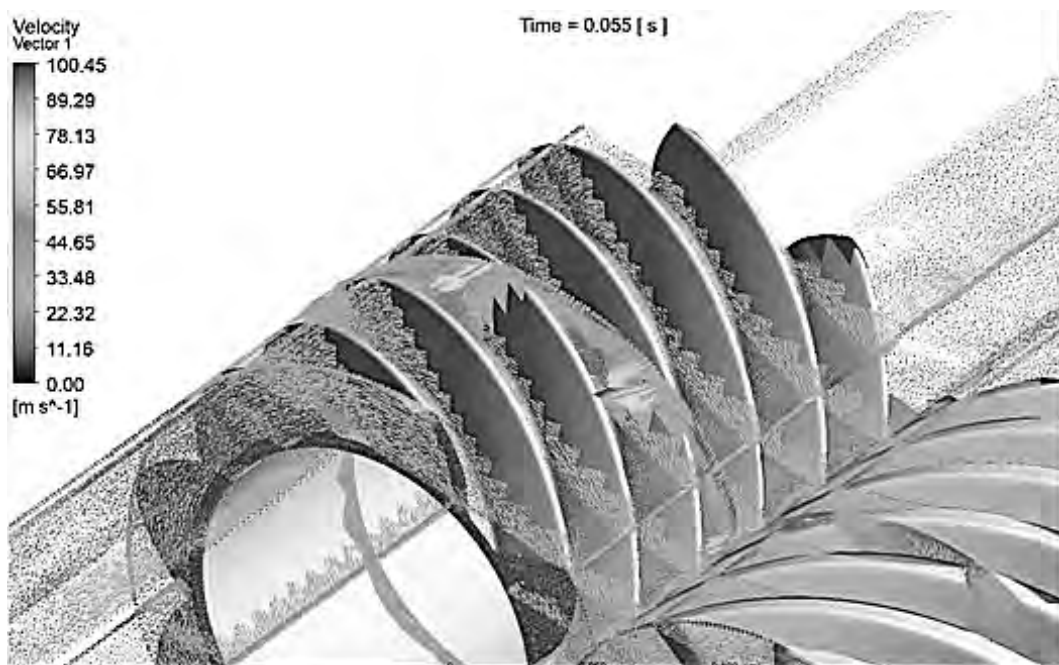


Рис. 3. Распределение скоростей

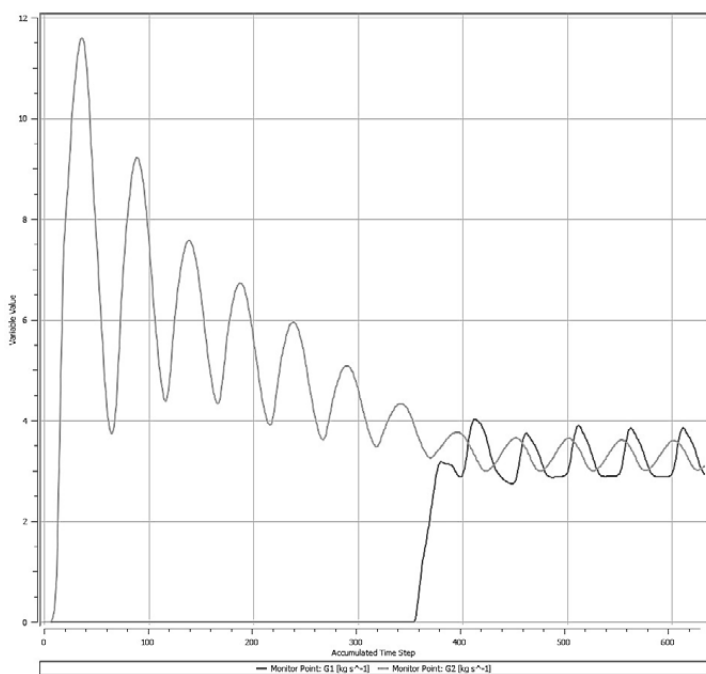


Рис. 4. Изменение расходов на входе и выходе

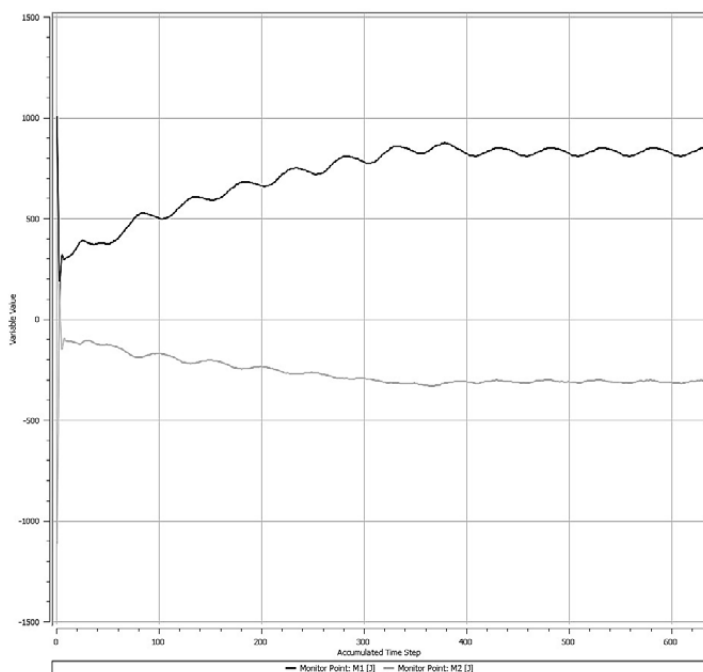


Рис. 5. График изменения моментов сил на роторах

Средний расход метана составил 3,39 кг/с, что соответствует 18280 н.м³/ч.

Режим работы 2

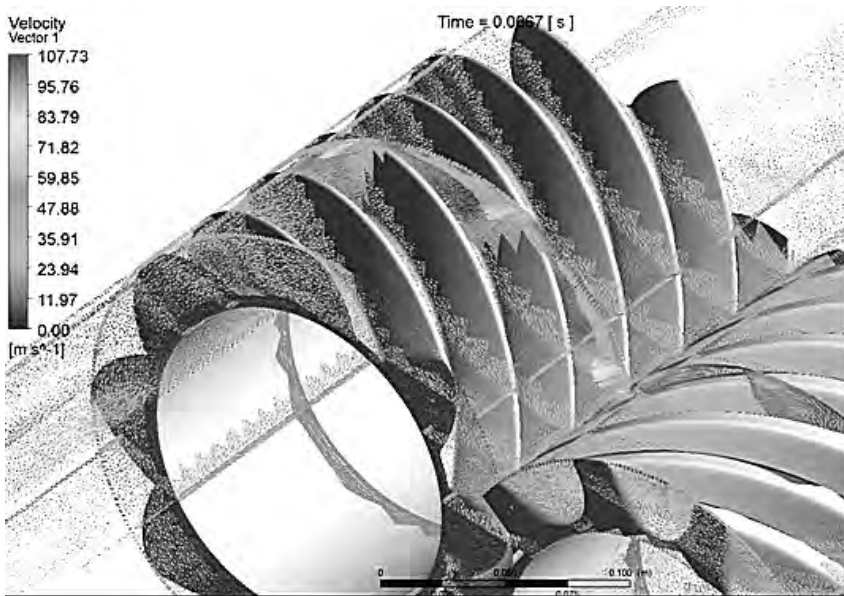


Рис. 6. Распределение скоростей

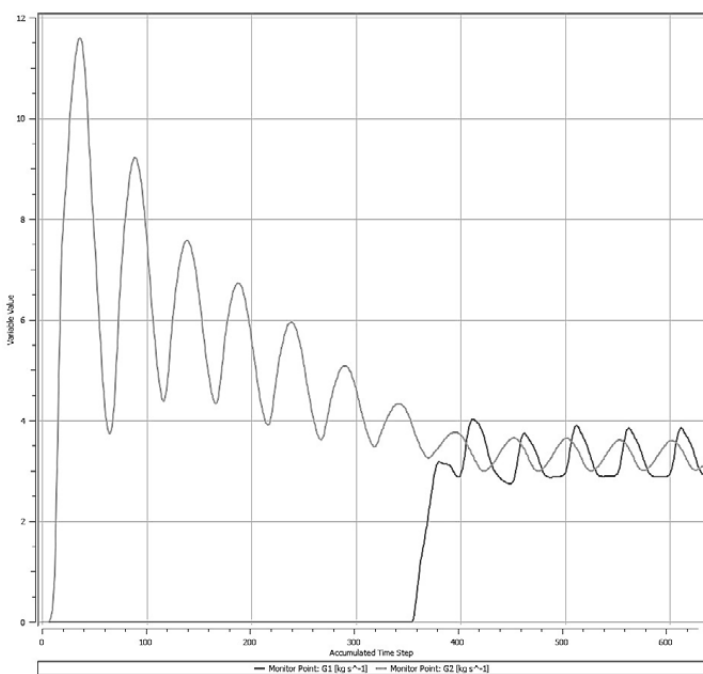


Рис. 7. Изменение расходов на входе и выходе

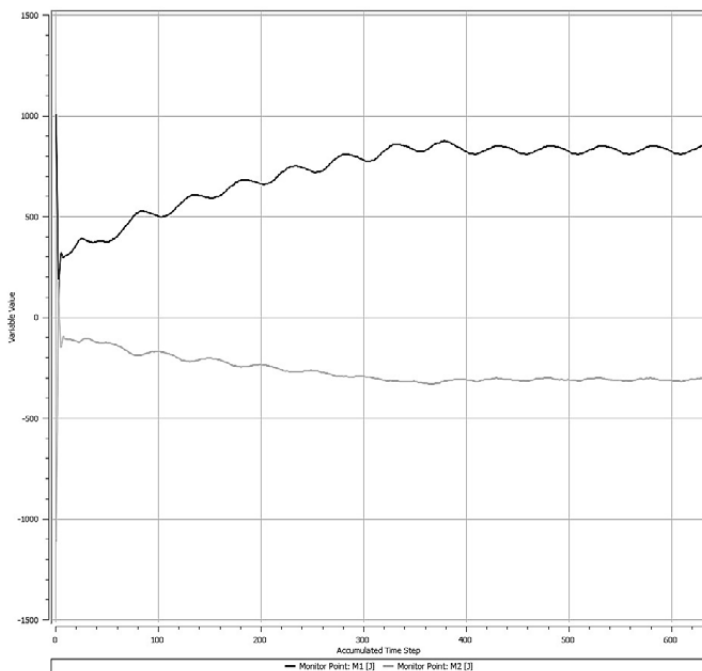


Рис. 8. График изменения моментов сил на роторах

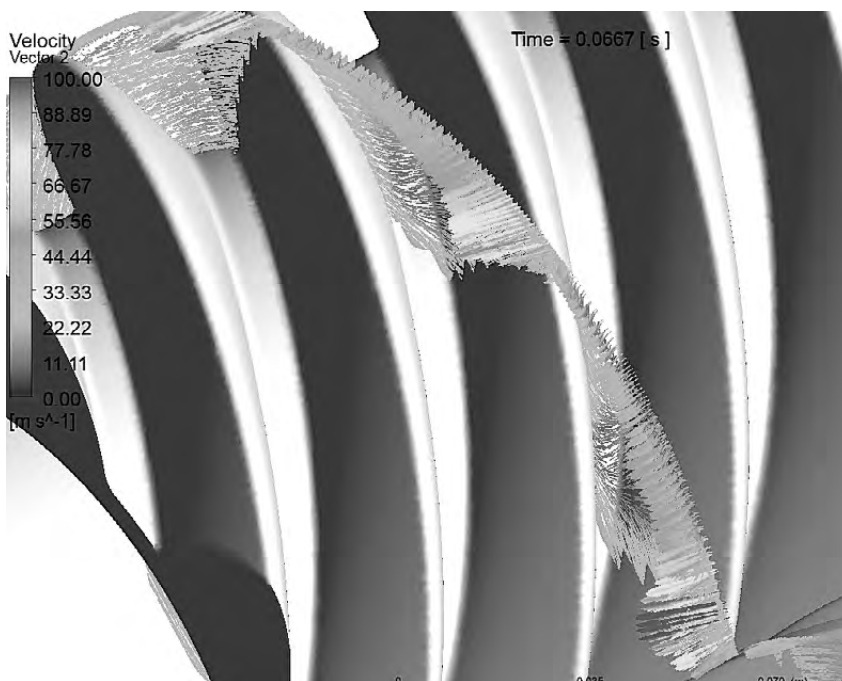


Рис. 6. Распределение скоростей

Вывод

Представлены некоторые результаты применения стандартных программных комплексов для расчета параметров работы винтового блока при оценке режимов компримирования и детандирования, представляющих интерес на этапе проектирования компрессорных установок, предназначенных для использования потенциала высокого давления природного газа на начальном этапе освоения месторождения с целью генерации электрической энергии.

Список литературы

1. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямоугольные компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: изд-во "ФН". 2000. 638 с.
2. Холодильные машины: Учебник для вузов/ А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский / Под ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника. 1997. 992 с.
3. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. Л.:Машиностроение, 1970, 400 с.
4. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины. Справочник. Л.:Машиностроение.1977. 256 с.
5. Солдусова Е. А. Основные сведения о программном комплексе ANSYS. Геометрическое моделирование: учеб.-метод. пособ. / Е. А. Солдусова.. Самара: Самар.гос. техн. ун-т. 2010. 54 с.: ил.
6. Саченков О.А., Саченков А.А. Автоматизированное моделирование и расчёт конструкций в ANSYS: одномерные модели: учеб. пособие / О.А. Саченков, А.А. Саченков, П.В. Большаков, О.В. Герасимов. Казань: Казан. ун-т, 2019. 140 с.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ, ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ, ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИЕ АГРЕГАТЫ, КОМПРЕССОРЫ, ДЕТАНДЕРЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ И КРИОГЕННЫХ СИСТЕМ

Секция II

УДК 66.045

СПОСОБ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ НАЛИЧИЯ ОТЛОЖЕНИЙ НА СТЕНКАХ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

А.А. Аверьянова

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
anna.averyanova@niitk.ru

Теплообменное оборудование находит все большее применение в нефтяной и газовой отрасли, характеризуется это увеличением мощностей добычи нефти и газа.

В общем случае теплообменные аппараты (ТА) можно разделить на две группы — включенные в цикл производства и не включенные в цикл производства. К первой группе относят те ТА, которые непосредственно участвуют в технологическом процессе, например, в нефтепереработке — каталитический риформинг, гидроочистка дизельного топлива, висбрекинг; в газопереработке — низкотемпературная конденсация, сепарация и конденсация. К группе ТА, не включенных в цикл производства относят маслоохладители, отводящие в окружающую среду теплоту трения в подшипниках, шеек роторов, органов регулирования; утилизационные подогреватели воды; подогреватели топливного газа [1].

Доля теплообменного оборудования в нефтепереработке составляет в среднем 30%, в переработке и транспортировке газа — 20%. Ввиду высокой взрыво- и пожароопасности обращающихся веществ в теплообменниках нефтегазовой отрасли, отказ ТА может привести к созданию аварийных ситуаций, сопровождающихся серьезными экономическими, экологическими и социальными ущербами.

Значительная доля ТА в производственных циклах и опасность обращающихся веществ диктует необходимость проведения своевременной диагностики состояния теплообменного оборудования.

Известен способ [2], при котором проводится диагностика состояния тепловой изоляции ТА, заключающийся в следующем: теплообменник оборудован темпе-

ратурными датчиками на входе и выходе греющей и нагреваемой среды, а также расходомерами на входе греющей и нагреваемой среды, которые подсоединены к автоматической системе управления технологическим процессом (АСУТП). При вводе в эксплуатацию ТА или после проведения технического обслуживания, АСУТП производит расчет термического КПД и принимает его за эталонное значение. В процессе эксплуатации с заданной дискретностью по времени АСУТП производит замер параметров с контрольно-измерительных приборов (КИП), рассчитывает фактический термический КПД и сравнивает его с эталонным значением. При отклонении больше, чем на заранее заданную величину δ , АСУТП формирует сообщение оператору о том, что качество теплоизоляции ухудшается.

Также известен способ [3], при котором проводится диагностика состояния внутренней поверхности трубок, заключающийся в следующем: теплообменник оборудован температурными датчиками на входе и выходе греющей и нагреваемой среды, которые подсоединены к АСУТП. При вводе в эксплуатацию ТА или после проведения технического обслуживания АСУТП производит расчет температурного напора и принимает его за эталонное значение. В процессе эксплуатации с заданной дискретностью по времени АСУТП производит замер параметров с КИП, рассчитывает фактический температурный напор и сравнивает его с эталонным значением. При отклонении больше, чем на заранее заданную величину δ , АСУТП формирует сообщение оператору о том, что на стенках трубок формируются отложения.

В работах [4, 5] говорится о проведении диагностики состояния ТА по коэффициенту теплопередачи. Методы заключаются в расчете фактического коэффициента теплопередачи во время эксплуатации теплообменника и сравнении его с паспортным (расчетным) коэффициентом теплопередачи. Отклонение на более, чем 30% говорит о загрязнении трубного пространства или иных проблемах с ТА.

Недостатками вышерассмотренных способов являются отсутствие либо автоматизации диагностики, либо длительные ручные расчеты, либо ведение диагностики только по одному показателю – КПД или температурный напор, который не позволяет с достаточной точностью диагностировать именно наличие коррозионных отложений и/или гидратообразований на стенках ТО.

С целью повышения точности диагностики технического состояния рекуперативного теплообменного аппарата для подготовки заключения о наличии отложений на стенках его трубного пространства, автором была предложена методика диагностики [6], заключающаяся в совместном анализе тепловых и гидравлических характеристик ТА.

На рис. 1 показан схема установки диагностики ТА, принцип работы которой заключается в следующем: теплообменник оборудован КИП – температурные датчики 7, 8, 9, 10, установленные на входе и выходе греющей и нагреваемой среде; датчики давления – 11, 12 на входе и выходе среды, находящейся в трубном пространстве.

Указанные КИП подключены к программируемому логическому контроллеру, который в свою очередь подключается к персональному компьютеру (рабочему месту оператора) – АСУТП.

При вводе в эксплуатацию ТО или после проведения технического обслуживания АСУТП производит расчёт температурного напора и принимает его за эталонное значение:

$$\Delta \bar{T} = \frac{(T_1^{\text{ex}} - T_2^{\text{свх}}) - (T_1^{\text{свх}} - T_2^{\text{ex}})}{\ln \frac{(T_1^{\text{ex}} - T_2^{\text{свх}})}{(T_1^{\text{свх}} - T_2^{\text{ex}})}}$$

где T_1^{ex} , $T_1^{\text{свх}}$, T_2^{ex} , $T_2^{\text{свх}}$ – температуры на входе и выходе греющей и нагреваемой сред, измеряемые температурными датчиками 7,8,9,10, соответственно.

Одновременно АСУТП производит расчет гидравлического сопротивления $\Delta \bar{P}$ и принимает его за эталонное значение:

$$\Delta \bar{P} = P_{\text{свх}} - P_{\text{ex}}$$

где P_{ex} и $P_{\text{свх}}$ – давление на входе и выходе среды, находящейся в трубном пространстве, измеряемое датчиками давления 11 и 12, соответственно.

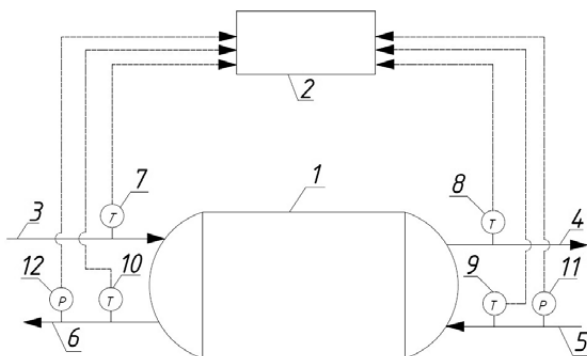


Рис.1. Способ автоматической диагностики наличия отложений на стенках рекуперативного теплообменного аппарата:
 1 – рекуперативный теплообменный аппарат (ТА);
 2 – автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП) установки, в составе которой работает рекуперативный ТА; 3 – вход греющего теплоносителя в ТА; 4 – выход греющего теплоносителя из ТА; 5 – вход нагреваемой среды в ТА; 6 – выход нагреваемой среды из ТА; 7 – датчик температуры греющего теплоносителя на входе в ТА; 8 – датчик температуры греющего теплоносителя на выходе из ТА; 9 – датчик температуры нагреваемой среды на входе в ТА; 10 – датчик температуры нагреваемой среды на выходе из ТА; 11 – датчик давления нагреваемой среды на входе в ТА; 12 – датчик давления среды на выходе из ТА.

Во время эксплуатации ТА с заданной дискретностью по времени АСУТП производит замер параметров с КИП и рассчитывает текущий температурный напор $\Delta\bar{T}_{\text{текущ}}$ и текущее гидравлическое сопротивление $\Delta\bar{P}_{\text{текущ}}$.

АСУТП следит за соблюдением неравенств $\Delta\bar{P}_{\text{этал}} - \Delta\bar{P}_{\text{текущ}} \leq \xi$, $\Delta\bar{T}_{\text{этал}} - \Delta\bar{T}_{\text{текущ}} \leq \delta$, где ξ и δ – значения допустимого отклонения текущего гидравлического сопротивления и температурного напора от их эталонного значения. При одновременном нарушении этих неравенств АСУТП сформирует оповещение оператору о наличии отложений на стенках ТА. Нарушение только неравенства $\Delta\bar{T}_{\text{этал}} - \Delta\bar{T}_{\text{текущ}} \leq \delta$ будет говорить о проблемах, связанных с неплотностью запорной арматуры, колебанием тепловой нагрузки, нарушением теплоизоляции ТА.

Таким образом, автоматическая диагностика состояния рекуперативных ТА на предприятиях нефтегазодобычи, нефтегазопереработки, в газоперекачивающих агрегатах позволяет в режиме реального времени наблюдать за состоянием их трубного пространства, что дает возможность снизить эксплуатационные затраты за счет отслеживания появления на стенках аппаратов коррозионных отложений, гидратообразований, шламовых осадков, мелко- и крупнодисперсных частиц, рост которых в перспективе приведет к серьезному ухудшению качества работы ТА.

Список литературы

1. Булыгин Ю.А. Теплообменные аппараты в нефтегазовой промышленности: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, С.С. Баранов. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. 100 с.
2. Пат. 2771267, Российская Федерация, Способ автоматического контроля тепловых потерь рекуперативных теплообменников на установках низкотемпературной сепарации газа, эксплуатируемых на севере РФ / Ефимов А.Н. Патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью «Газпром добыча Ямбург»; № 2021107549, заявл. 22.03.2021, опубл. 29.04.2022
3. Пат. 2771269, Российская Федерация, Способ автоматической диагностики состояния рекуперативных теплообменников на установках низкотемпературной сепарации газа, эксплуатируемых на севере РФ / Ефимов А.Н. Патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью «Газпром добыча Ямбург», № 2021107549, заявл. 22.03.2021, опубл. 29.04.2022
4. Демин А.М., Науменко А.П. Диагностирование теплообменного оборудования на основе режимных параметров установки гидроочистки дизельных топлив / Омский научный вестник, №4, 2019. с. 85
5. Борисов Г.М. Диагностика эксплуатационного состояния сетевых подогревателей. Энергосбережение и водоподготовка, №4, 2006. с. 65-67.
6. Пат. №2808982, Российская Федерация, Способ автоматической диагностики наличия отложений на стенках рекуперативного теплообменного аппарата / Аверьянова А.А., АО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа», №2808982, опубл. 05.12.2023.

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ТУРБОДЕТАНДЕРА

Р.О. Пономарев, Н.Г. Хасанов, А.Т. Лунев

АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
ruslan.ponomaryov@niitk.ru

Расчет работы турбодетандера является сложной газодинамической задачей, так как при данном расчете необходимо учитывать взаимосвязанную работу системы турбины и компрессора, которая должна учитывать равенство мощностей, частоты вращения ротора, положение соплового аппарата и связь расходов турбинной и компрессорной ступени.

В практике АО «НИИТК» указанное взаимодействие учитывается за счет использования программного обеспечения собственной разработки и базы безразмерных характеристик компрессорных и турбинных ступеней, перекрывающих широкий диапазон по области применения.

Одной из актуальных задач проектирования является расчет и построение газодинамических характеристик оборудования с учетом условий эксплуатации и свойств газа.

Расчет размерных характеристик компрессора в АО «НИИТК» имеет многолетний опыт и здесь он используется в полной мере с учетом реальных свойств газа на основе базы данных безразмерных характеристик ступеней.

Безразмерные характеристики представлены как функции:

$$\psi_{\text{пол}}^* = f(\varphi_{\text{н}}; M_u); \eta_{\text{пол}}^* = f(\varphi_{\text{н}}; M_u)$$

Размерные характеристики могут представлены в большом многообразии в различных единицах измерения. Примером могут служить такие зависимости, как:

$$P_{\text{к}} = f(G); N_{\text{вн}} = f(V_{\text{вс}}); \eta_{\text{пол}} = f(V_{\text{вс}}); \pi = f(V_{\text{ст}})$$

Получение размерных характеристик детандера для нашей организации является новой задачей. На основе безразмерных характеристик детандера, полученных экспериментально и используя CFD расчеты создана база характеристик в зависимости от установки соплового аппарата и условного числа Маха. Безразмерные характеристики представлены функциями:

$$\varphi_{\text{н}} = f\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}; M_u\right); \eta_{\text{ад}}^* = f\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}; M_u\right); \rho = f\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}; M_u\right).$$

В результате работы отдела газодинамических расчетов АО «НИИТК», разработана система программ, использующая полученные базы безразмерных характеристик для решения задач, возникающих в процессе проектирования, отладки и испытания турбодетандера на различных газах или смесях газов.

Данная система собственных программ на основе безразмерных характеристик в настоящее время обеспечивает возможность решения следующих задач:

- проектировочная — определение диаметров турбины и компрессора, подрезку по ширине турбинной ступени и типов ступеней компрессора из банка характеристик имеющихся в организации при их совместной работе на заданные газодинамические параметры;
- расчет размерных газодинамических характеристик турбины с возможностью графического построением широкого диапазона зависимостей;
- расчет размерных газодинамических характеристик совместной работы детандера с возможностью графического построением широкого диапазона зависимостей.

Для анализа возможностей работы турбины диапазона производительности и эффективности существует расчетное получение характеристик в программном комплексе АО «НИИТК» в следующих ситуациях:

1. Моделирование процесса испытания на стенде при массиве фиксированных частот вращения ($Mu = const$) и установленном значении соплового аппарата (рисунки 1– 4).

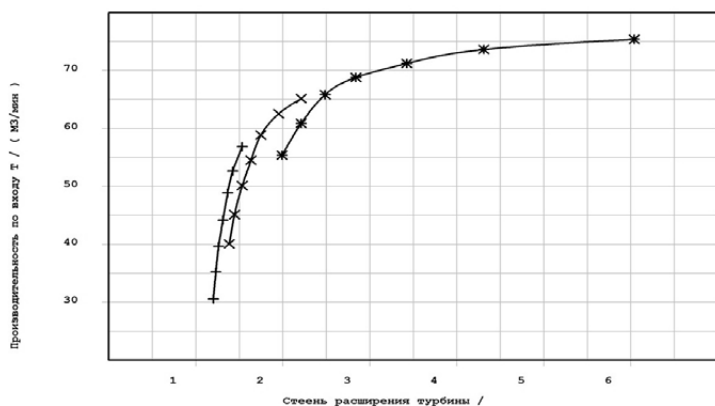


Рис. 1. Изменение производительности турбины в зависимости от степени расширения при 3 частотах вращения ротора

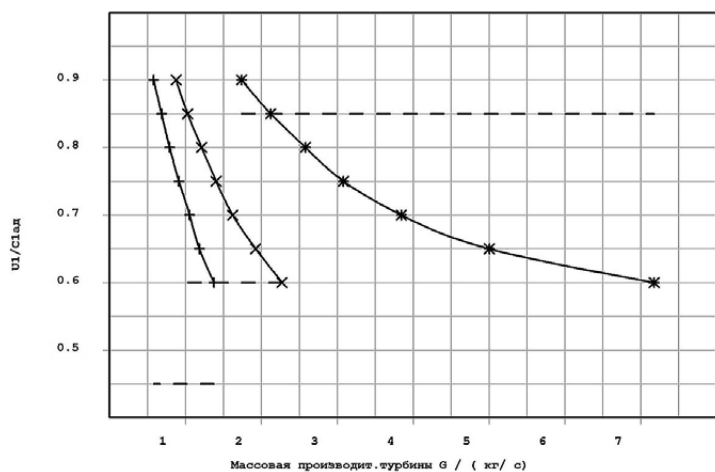


Рис. 2. Изменение $U1/C_{a0}$ в зависимости от весового расхода при фиксированных частотах (пунктиром представлена относительная частота вращения ротора)

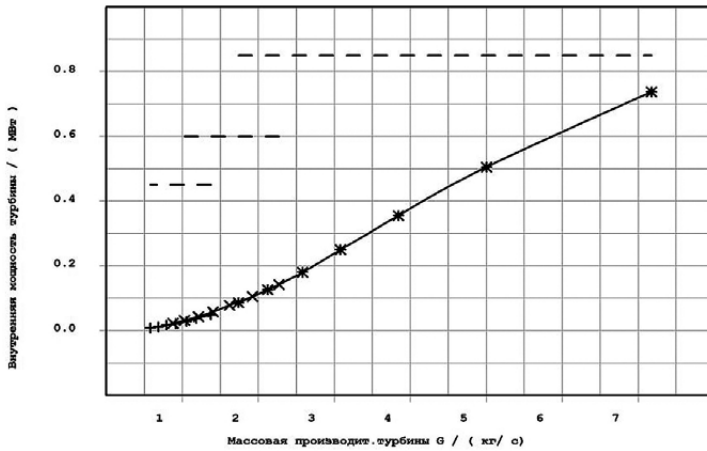


Рис. 3. Получение мощности турбины с увеличением массового расхода при фиксированных частотах (пунктиром представлена относительная частота вращения ротора)

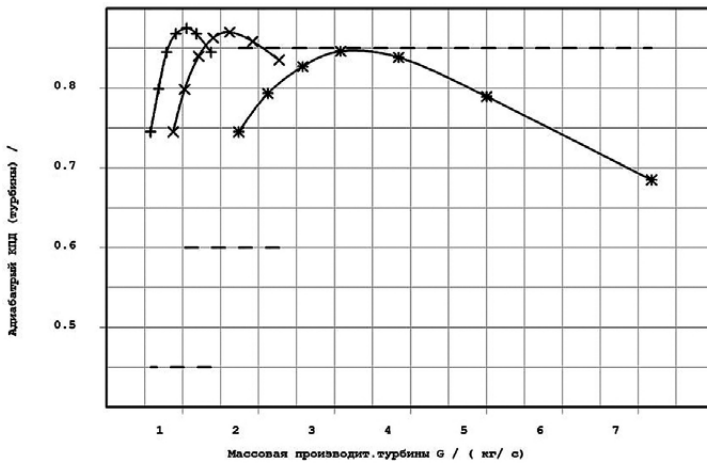


Рис. 4. Изменение КПД турбины с изменением массового расхода при фиксированных частотах (пунктиром представлена относительная частота вращения ротора)

2. Анализ возможностей турбины при постоянной частоте вращения в диапазоне различных углов соплового аппарата, представленных на рис. 5 – 8.

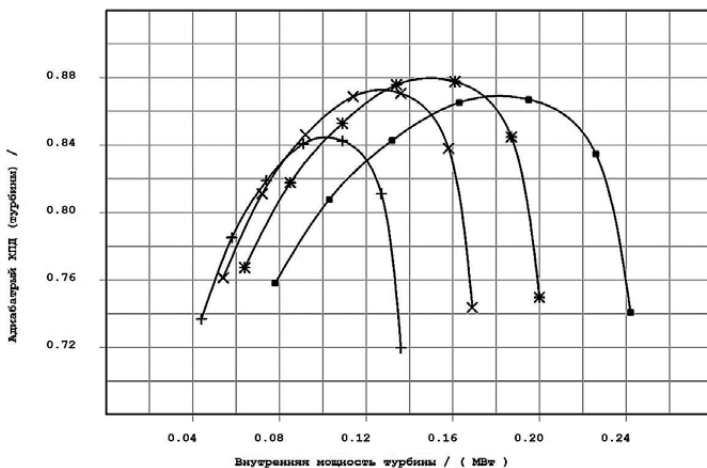


Рис. 5. Изменение КПД турбины с изменением мощности при четырех фиксированных углах соплового аппарата

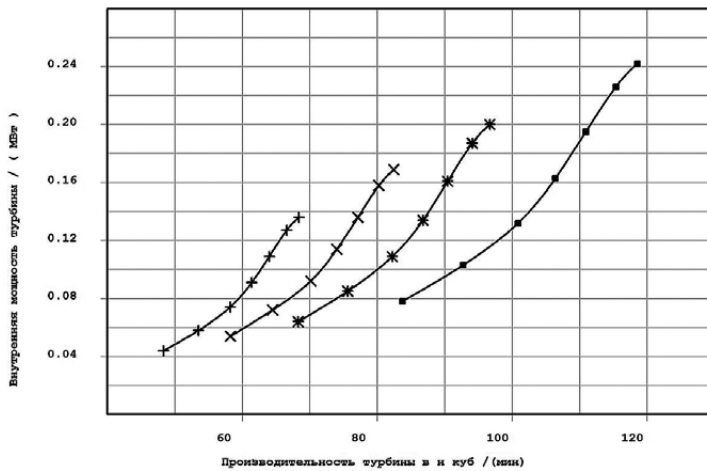


Рис. 6. Изменение внутренней мощности турбины в зависимости от производительности при четырех фиксированных углах соплового аппарата

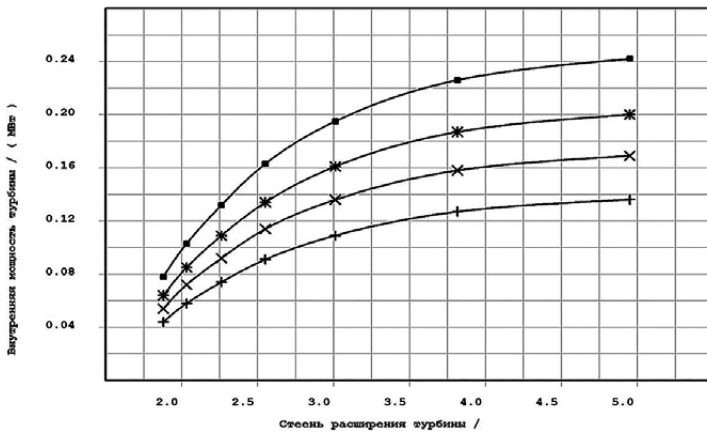


Рис.7. Изменение мощности турбины в зависимости от степени расширения газа при четырех фиксированных углах соплового аппарата

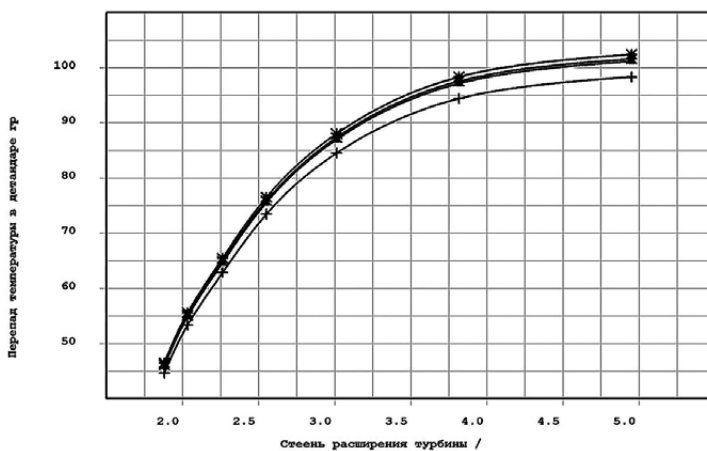


Рис. 8. Изменение перепада температур в турбине от степени расширения газа при четырех фиксированных углах соплового аппарата

3. Получение диапазона работы турбины при заданной постоянной степени расширения (задание начального и конечного давления) во всем диапазоне изменения угла соплового аппарата представлены на рис. 9-11.

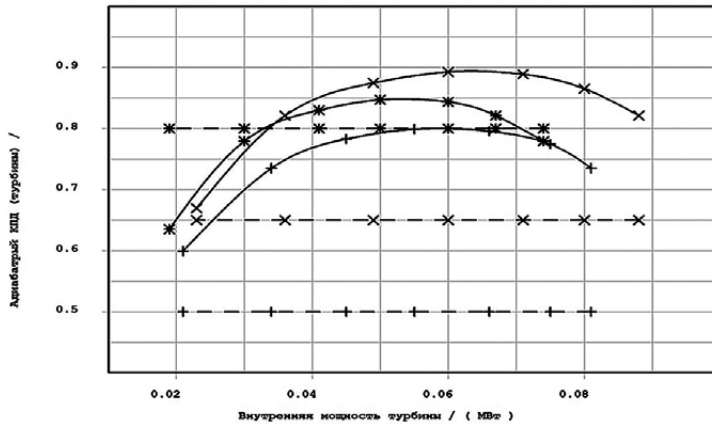


Рис. 9. Изменение КПД турбины с изменением внутренней мощности при фиксированных частотах (пунктиром представлена относительная частота вращения ротора)

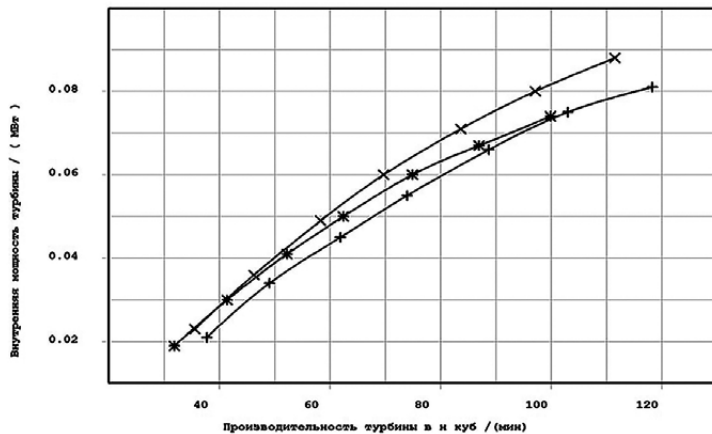


Рис. 10. Изменение внутренней мощности от производительности при фиксированных частотах

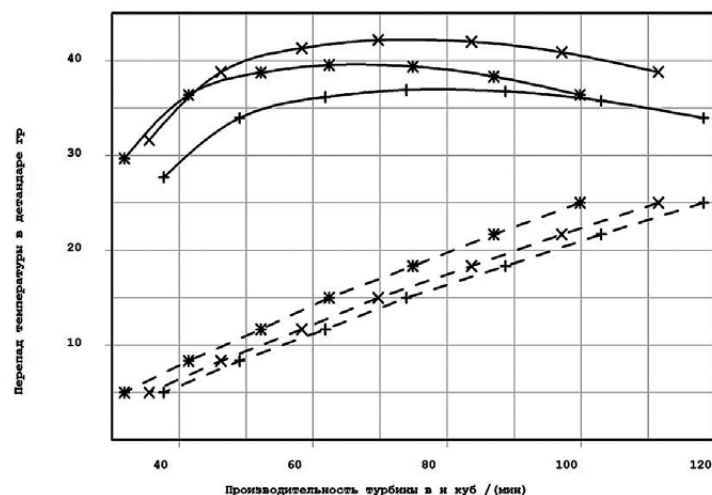


Рис. 11. Изменение перепада температур от производительности при фиксированном перепаде давления на трех частотах вращения ротора (пунктиром показано изменение угла соплового аппарата для сохранения перепада давления)

4. Характеристики совместной работы турбины и компрессора (турбодетандера) при заданном наборе частот вращения при фиксированном значении соплового аппарата представлены на рисунках 12-14.

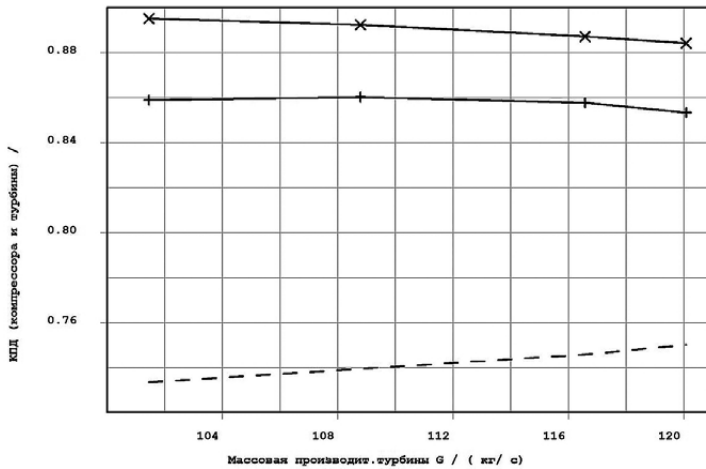


Рис. 12. Изменение КПД турбины в зависимости от массового расхода турбодетандера (пунктиром показано изменение $U1/C_{ad}$)

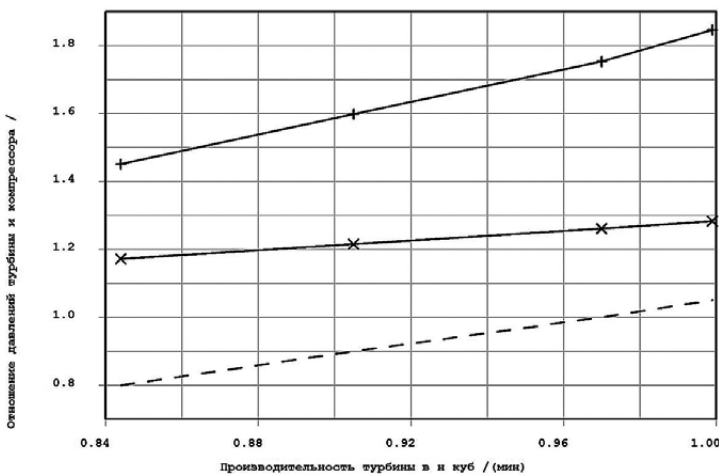


Рис. 13. Изменение отношения давлений турбины и компрессора в зависимости от расхода турбодетандера (пунктиром показано изменение относительной частоты вращения ротора)

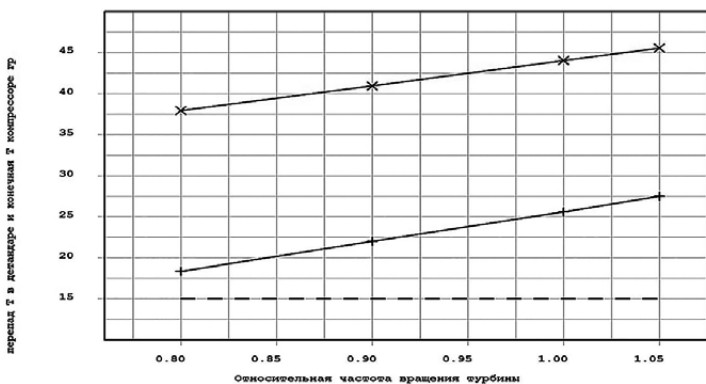


Рис. 14. Перепад температуры на турбине и конечная температура компрессора в зависимости от частоты вращения (пунктиром показан угол установки соплового аппарата)

5. Характеристики турбодетандера при заданном наборе углов соплового аппарата при фиксированном значении частот вращения представлены на рис. 15-17.

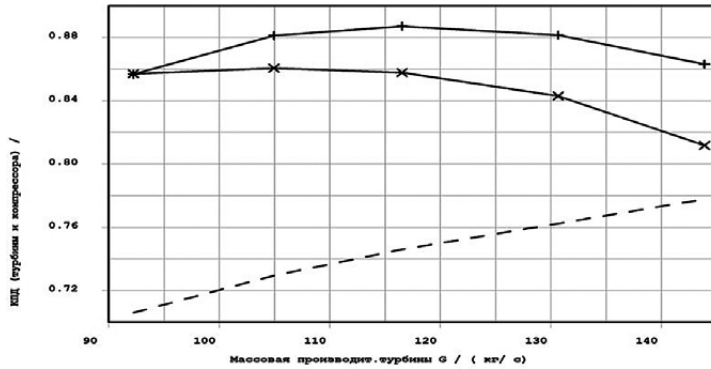


Рис. 15. КПД турбин и компрессора в зависимости от массового расхода (пунктиром показано изменение $U1/C_{a0}$)

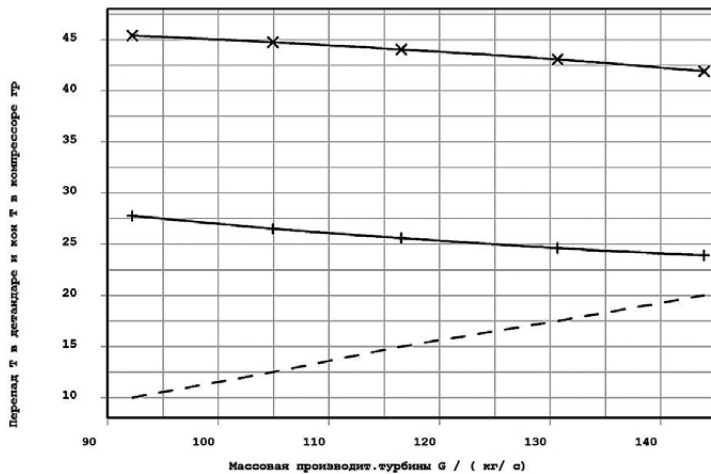


Рис.16. Перепад температуры на турбине и конечная температура компрессора в зависимости от частоты вращения (пунктиром показан угол установки соплового аппарата)

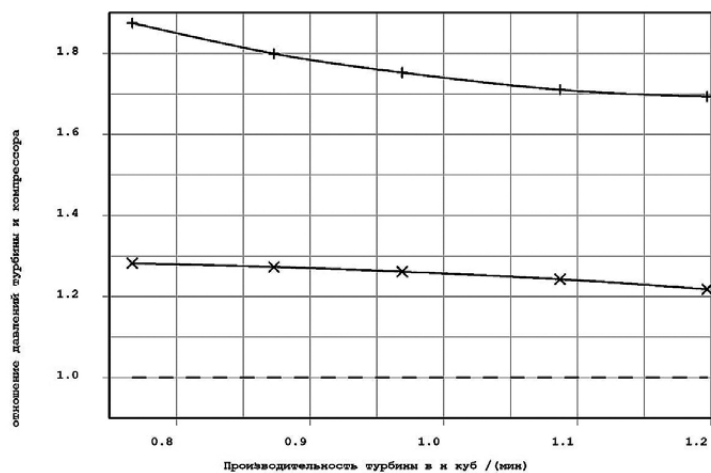


Рис. 17. Изменение отношения давлений турбины и компрессора в зависимости от расхода турбодетандера (пунктиром показано изменение относительной частоты вращения ротора)

6. Характеристики турбодетандера при заданном конечном давлении турбины представлены на рисунках 18-20.

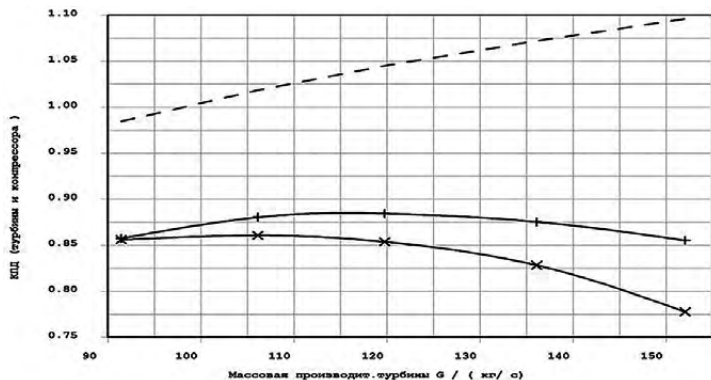


Рис.18. КПД турбин и компрессора в зависимости от массового расхода (пунктиром показано изменение относительной частоты вращения ротора)

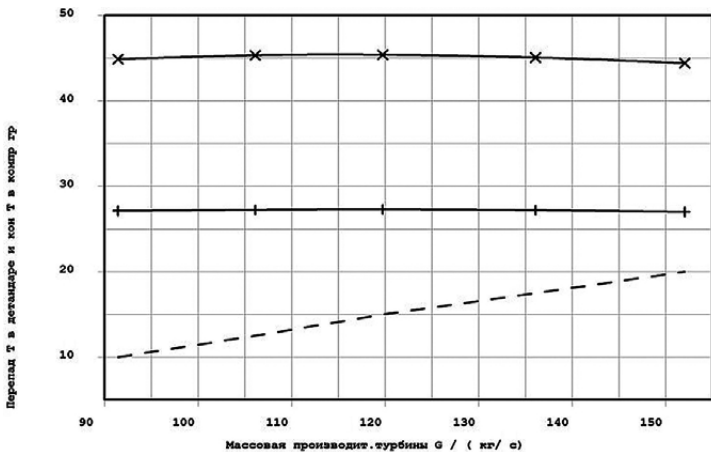


Рис.19. Перепад температуры на турбине и конечная температура компрессора в зависимости от частоты вращения (пунктиром показан угол установки соплового аппарата)

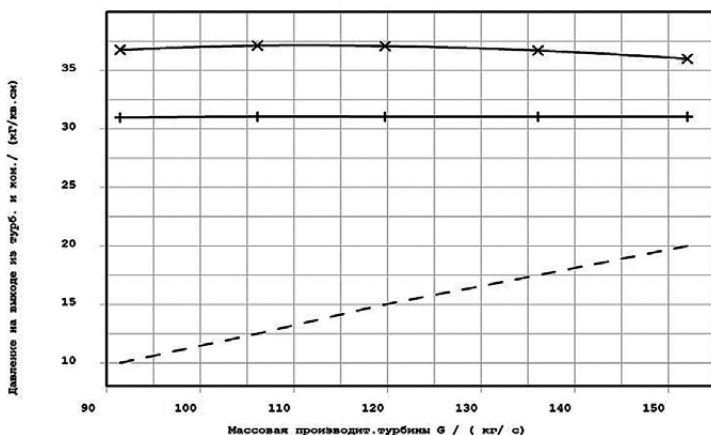


Рис. 20. Давление на выходе турбины и выходе компрессора (пунктиром показан угол установки соплового аппарата для обеспечения заданного давления)

7. Характеристики турбодетандера при заданном конечном давлении компрессора представлены на рисунках 21-24.

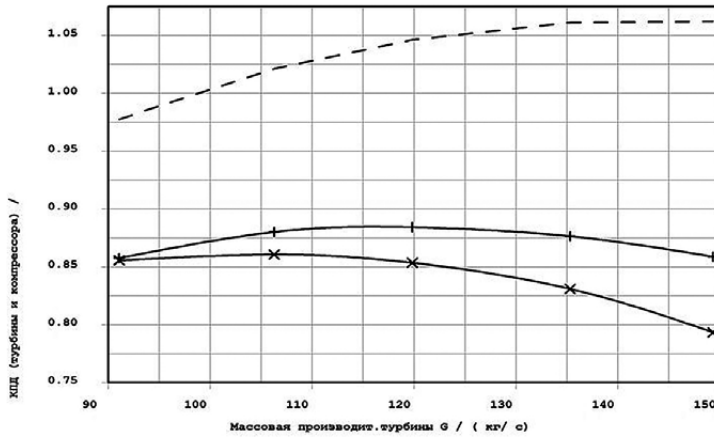


Рис. 21. КПД турбины и компрессора в зависимости от массового расхода (пунктиром показано изменение относительной частоты вращения ротора турбодетандера)

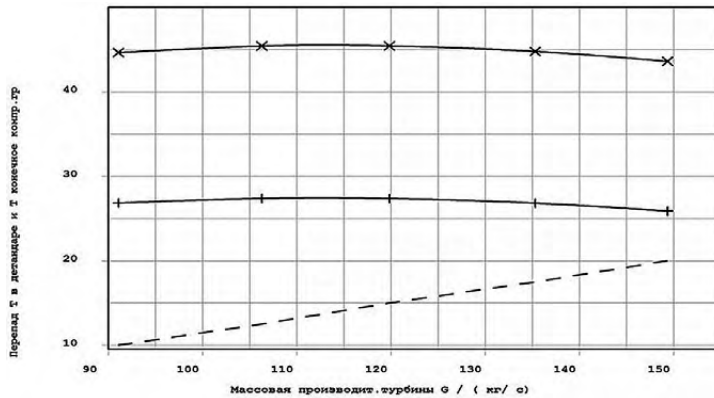


Рис. 22. Перепад температуры на турбине и конечная температура компрессора в зависимости от частоты вращения (пунктиром показан угол установки соплового аппарата)

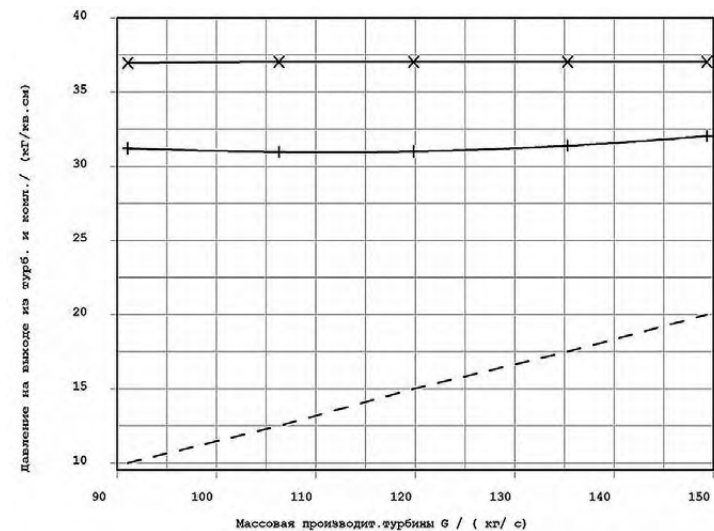


Рис. 23. Давление на выходе турбины и выходе компрессора (пунктиром показан угол установки соплового аппарата для обеспечения заданного давления)

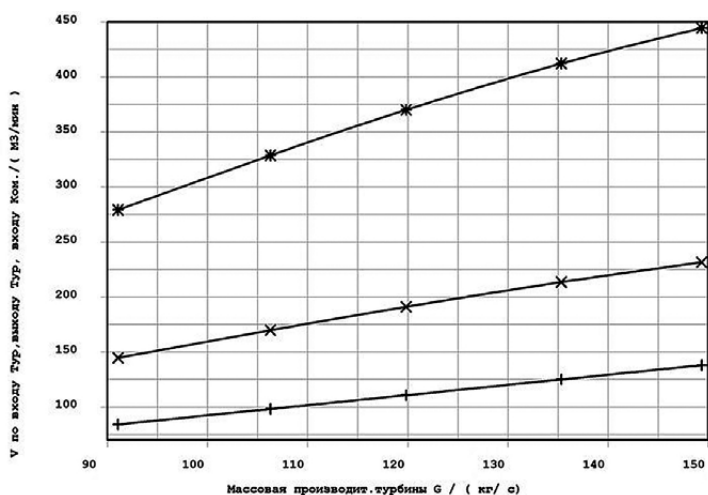


Рис. 24. Расходы по условиям соответственно входа и выхода турбины, входа в компрессор при весовом расходе турбодетандера

Выводы:

1. Разработанные и освоенные в АО «НИИТК» методы проектирования турбодетандерных агрегатов позволяют расчетными методами, на основе безразмерных характеристик, спрогнозировать режимы работы ТДА во всём диапазоне их применения как по производительности, так и по давлениям и температурам с учетом частот вращения, положения соплового аппарата и свойств реального газа.

2. Полученные зависимости позволят определить:

- диапазон эксплуатации и применимости спроектированных турбодетандеров на различные газодинамические условия.
- оптимальные параметры работы турбодетандера и угол соплового аппарата, при которых эти параметры обеспечиваются.
- работу компрессорной ступени совместно с детандерной при максимальной эффективности.

3. Широкий спектр получаемых в ходе проектирования газодинамических характеристик, позволяет проводить глубокий анализ работы как турбины отдельно так турбодетандера в различных условиях эксплуатации. Это вносит огромный потенциал в способность АО «НИИТК» в полной мере удовлетворять запросы основных заказчиков турбодетандеров на территории Российской Федерации.

СПОСОБЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОГНЕСТОЙКОСТИ УКРЫТИЙ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В АНГАРНОМ И БЛОЧНО- МОДУЛЬНОМ ИСПОЛНЕНИИ. ПРИМЕНЯЕМЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ОБЪЕКТОВ НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

П.В. Дубенчук

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
pavel.dubenchuk@niitk.ru

Нефтегазовая промышленность (НГП) является одной из наиболее крупных, технологически сложных и важных отраслей глобальной экономики. В большинстве случаев, объекты топливно-энергетического комплекса (здания, сооружения и оборудование) являются источниками повышенной опасности, поскольку в технологических процессах производств нефтепереработки хранятся и обращаются в достаточном объеме горючие и взрывоопасные вещества, при несоблюдении правил работы с которыми возможны случаи воспламенения или взрыва.

При возникновении крупного пожара важно предотвратить обрушение здания, защитить жизни людей и минимизировать материальный ущерб. Строительные конструкции зданий и сооружений при аварии, сопровождающейся пожаром и взрывом, подвергаются высокотемпературному воздействию, обусловленному количеством и типом пожарной нагрузки.

В системах европейской и американской стандартизации в области огневых испытаний для материалов и конструкций (например, UL 1709, Underwriters Laboratory, США) регламентируются следующие температурные режимы: «стандартный» (целлюлозный), наружный, медленно развивающийся (тлеющий) и углеводородный режим (рис.1).

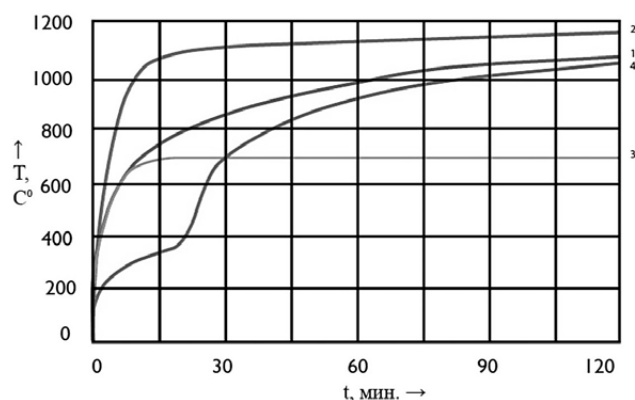


Рис.1. График зависимости температуры от времени горения различных температурных режимов

- 1 — стандартный температурный режим;
- 2 — углеводородный температурный режим;
- 3 — наружный температурный режим;
- 4 — медленно развивающийся (тлеющий) температурный режим.

Угледородный режим горения отличается высокой температурой и скоростью ее набора. В связи с этим конструкции зданий и сооружений объектов НГП должны обладать повышенным сопротивлением (огнестойкостью) в условиях горения угледородного топлива. За рубежом угледородный режим пожара как модель проведения испытаний для конструкций в нефтегазовой промышленности используется примерно с 80-х годов прошлого века. По сравнению со стандартным «целлюлозным» пожаром (ГОСТ 30247.0-94), при «угледородном» пожаре температура в огневой камере через 5 минут достигает 1000 °С. Происходит стремительный рост температуры, который также сопровождается тепловым ударом пламени по верхним ограждающим конструкциям, что требует иной степени защиты металлоконструкций и оборудования, чем при «целлюлозном» горении.

В то же время российские объекты защищаются от пожаров по нормативам, действующим на территории РФ, где за основу берется целлюлозный режим горения. Характеристики предельных состояний, сочетания нагрузок и коэффициента надежности принимаются по СП 20.13330.2016 «Нагрузки и воздействия» исключительно в режиме «стандартного пожара». Только к некоторым объектам предъявляются повышенные требования, где необходима защита от угледородных пожаров и используются европейские материалы, знания и опыт. Не так давно эта ситуация сдвинулась с места, начали появляться российские документы, вводящие понятие угледородного пожара.

С 2015 года в России действует ГОСТ Р ЕН 1363-2-2014 «Конструкции строительные. Испытания на огнестойкость. Альтернативные и дополнительные методы» (идентичен европейскому стандарту EN 1363- 2:1999*). Стандарт содержит сведения об альтернативных «стандартному» температурных режимах, учитывающих реальные условия пожара.

Дополнительно, сейчас выполняется разработка ГОСТ Р «Конструкции строительные. Методы испытаний на огнестойкость в условиях угледородного температурного режима». Целью его разработки является стандартизация проведения испытаний стальных строительных конструкций на огнестойкость и оценка огнезащитной эффективности средств огнезащиты для стальных конструкций, применяемых для обеспечения пожарной безопасности объектов нефтегазового комплекса. Он позволит связать методы огнестойкости при угледородном режиме и гармонизировать отечественные стандарты по огнестойкости между собой. По мнению разработчиков данного стандарта, в ранее утвержденном ГОСТ Р ЕН 1363-2-2014, где также обозначена зависимость для угледородного температурный режима, во-первых, нет требования к образцам, а во-вторых, документ ссылается на методы и стандарты, которые в России не применяются. Новый стандарт ссылается на существующие методы испытаний. В перспективе ГОСТ Р ЕН 1363-2-2014 не будет нужен для испытаний стальных конструкций при угледородном режиме пожара.

Для современного строительства характерно широкое применение огнезащитных составов. Проводится огнезащита несущих стальных, железобетонных и деревянных конструкций, а также ведутся работы по защите воздуховодов, дымоходов и технологических проходок в противопожарных преградах. Путем принятия данных мер решаются две задачи: во-первых, повышается устойчивость зданий и сооружений при пожаре за счет увеличения огнестойкости строительных конструкций; во-вторых, предотвращается развитие и распространение огня.

Огнестойкость конструкции – способность строительной конструкции сопротивляться огневому воздействию и ограничивать распространение огня, а также сохранять необходимые эксплуатационные качества при высоких температурах в условиях пожара. Огнестойкость конструкции характеризуется пределом огнестойкости.

Предел огнестойкости – время в минутах с момента начала пожара до выхода конструкции из строя вследствие достижения ею одного из следующих предельных состояний:

- потеря несущей способности (R);
- потеря целостности (E);
- потеря теплоизолирующей способности (I).

Повышение предела огнестойкости строительных конструкций, прямо пропорционально повышает пожарную безопасность людей, находящихся на проектируемом объекте, и людей, тушащих пожар в случае его возникновения.

Степень огнестойкости зданий и сооружений – это классификационная характеристика, определяемая пределами огнестойкости конструкций, применяемых для строительства зданий и сооружений. В настоящее время существует четыре степени огнестойкости зданий и сооружений. Соответствие степени огнестойкости зданий и предела огнестойкости применяемых в них строительных конструкций приведено в табл. 21 (рис.2) приложения к Федеральному закону "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности" № 123-ФЗ.

Степень огнестойкости зданий, сооружений и пожарных отсеков *	Предел огнестойкости строительных конструкций						
	Несущие стены, колонны и другие несущие элементы	Наружные ненесущие стены	Перекрытия междуэтажные (в том числе чердачные и над подвалами)	Строительные конструкции бесчердачных покрытий		Строительные конструкции лестничных клеток	
				настилы (в том числе с утеплителем)	фермы, балки, прогоны	внутренние стены	марши и площадки лестниц
* Наименование графы в редакции, введенной в действие с 12 июля 2012 года Федеральным законом от 10 июля 2012 года N 117-ФЗ. - См. предыдущую редакцию.							
I	R 120	E 30	REI 60	RE 30	R 30	REI 120	R 60
II	R 90	E 15	REI 45	RE 15	R 15	REI 90	R 60
III	R 45	E 15	REI 45	RE 15	R 15	REI 60	R 45
IV	R 15	E 15	REI 15	RE 15	R 15	REI 45	R 15

Рис.2. Таблица 21 ФЗ № 123-ФЗ

Степень огнестойкости указывается в проектной документации на объекты капитального строительства и реконструкции. Требуемая степень огнестойкости укрытий ГПА лежит обычно в диапазоне II-IV.

Здания, изготавливаемые для размещения газоперекачивающих агрегатов, чаще всего представлены в двух видах (рис.3):

1. Быстровозводимое здание ангарного типа. Быстровозводимость обеспечивается за счёт применения унифицированных и заранее изготавливаемых металлических конструкций, и применением ограждающих конструкций из сэндвич-панелей. Здания ангарного типа применяются, когда требуется обеспечить большое пространство внутри помещения.

2. Блочно-модульное здание. Изготавливается максимальной заводской готовности с учётом разделения на транспортные модули. Применяется, когда ГПА имеет компактные размеры. Использование блочно-модульных зданий снижает сроки и стоимость монтажных работ на объекте строительства.

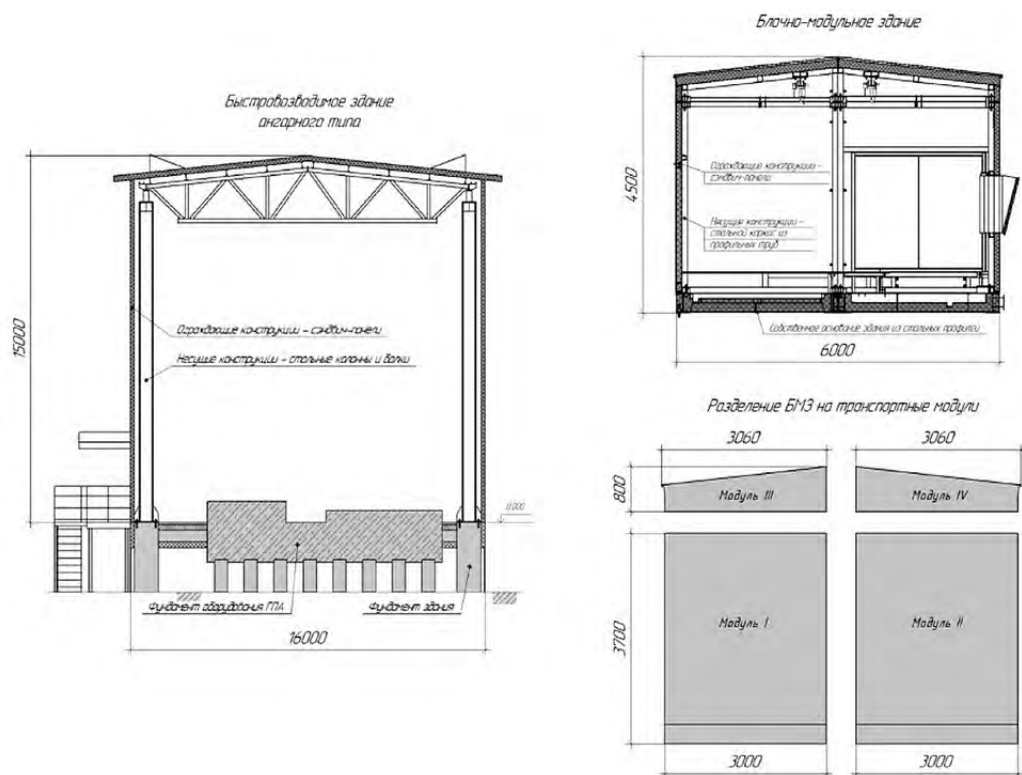


Рис.3. Конструкций укрытий ГПА в ангарном и блочно-модульном исполнении

Основные конструкции здания в обоих исполнениях одинаковы:

- несущие конструкции;
- стальные профили;
- ограждающие конструкции;
- сэндвич-панели с негорючим утеплителем из базальтового волокна.

Предел огнестойкости сэндвич-панелей превосходит требования норм, с чем можно ознакомиться в сертификатах соответствия пожарной безопасности (рис.4). Поэтому огнезащита ограждающих конструкций обычно не требуется.

Если установлена степень огнестойкости IV, то согласно СП 2.13130.2020 п. 5.4.3 огнезащита несущих стальных конструкций не применяется при соблюдении приведенной толщины металла несущих профилей не менее 4,0 мм.

Для зданий и сооружений, у которых требуется обеспечить предел огнестойкости стальных несущих конструкций выше R15, то есть для степеней огнестойкости II-III, применяется огнезащита. Таким образом, для рассматриваемых исполнений укрытий ГПА, основной задачей при проектировании огнезащиты, как правило, является разработка проекта огнезащиты именно стальных конструкций.



Рис.4. Сертификат соответствия сэндвич-панели с установленными пределами огнестойкости в зависимости от толщины панели

Для расчета огнестойкости железобетонных и деревянных конструкций в России разработаны определенные методики, которые регламентируются в нормативных документах, а именно в соответствующих сводах Правил

(СП 468.1325800.2019 «Бетонные и железобетонные конструкции. Правила обеспечения огнестойкости и огнестойкости» и СП 64.13330.2017 «Деревянные конструкции»). При этом для стальных конструкций, а именно эти конструкции в 90% случаев подвергаются огнезащите с целью повышения пределов огнестойкости, такая методика не существует в российских нормативных документах.

Ранее и сейчас при проектировании использовались учебники, учебные пособия, европейские методы, которые также отображены в европейских нормах. Чтобы закрыть этот пробел готовится к первой редакции Свод правил «Конструкции стальные строительные. Правила обеспечения огнестойкости». Текущий статус документа «Публичное обсуждение проекта».

Стальные конструкции не горят, но при длительном воздействии высоких температур теряют прочностные характеристики и деформируются. Это может привести к частичному или полному обрушению здания. Для обеспечения прочности и устойчивости стальных конструкций применяют пассивную огнезащиту – совокупность мер по обеспечению снижения или полного исключения влияния огня, увеличению огнестойкости металла на определенное время.

Пассивная защита бывает конструктивной, либо с применением интумесцентных (вспучивающихся) покрытий.

Конструктивная огнезащита – это создание на обогреваемой во время пожара стороне конструкции теплоизоляционного слоя из огнезащитного материала. В строительстве для огнезащиты востребованы теплоизоляционные, облицовочные и штукатурные материалы, которые совмещают защитные и декоративные функции (огнезащитные штукатурки, краски, кожухи, плиты, минераловатные маты). Самый простой способ огнезащиты – это применение штукатурки по металлической сетке. Другой вариант – два слоя огнеупорного гипсокартона. Сэндвич-панели, благодаря своим свойствам, также могут выполнять роль конструктивной огнезащиты.

Главными достоинствами конструктивной огнезащиты являются высокий предел огнестойкости, низкая стоимость, экологичность, возможность использования на открытом воздухе, высокая механическая прочность и долговечность.



Рис.5. Состояние конструкции, защищённой вспучивающимся покрытием, до и после пожара

Огнезащитные плиты и листовые материалы обладают высокими теплоизоляционными и эстетическими характеристиками. К дополнительным плюсам огнезащиты из плит относятся стойкость к вибрации за счет механического крепления и сухой монтаж. В качестве недостатков выделяются трудоемкость монтажа, сложность ремонта, большая толщина и вес. Они применяются для огнезащиты простых конфигураций: колонн, балок, ригелей.

Вспучивающиеся огнезащитное покрытие – это способ огнезащиты строительных конструкций, основанный на нанесении на их обогреваемую поверхность специальных лакокрасочных составов с небольшой толщиной, увеличивающейся многократно под воздействием высокой температуры. Покрытие в буквальном смысле растёт, образуя пенококс, создающий термический барьер. Увеличиваясь в объеме и уменьшаясь по плотности, интумесцентные покрытия замедляют нагрев стали и продлевают время до разрушения металлоконструкции.

Огнезащита вспучивающимися покрытиями является наиболее распространённым способом защиты зданий со стальным каркасом. Основные преимущества – минимальная нагрузка на конструкцию, технологичность нанесения, простота ремонта, стойкость к вибрации, декоративность покрытия. К недостаткам такой огнезащиты относят ограниченную эффективность, токсичность продуктов горения.

Огнезащитных материалов, способных выдерживать температуры углеродного режима горения существует значительно меньше, чем защитных материалов для стандартного (целлюлозного) режима горения. Наиболее эффективно зарекомендовали себя покрытия на основе эпоксидных связующих, важными характеристиками которых являются устойчивость к химическим и климатическим воздействиям, малое содержание летучих веществ, срок эксплуатации 25 лет и выше, отличная адгезия, высокая ремонтоспособность. Эпоксидные продукты, применяемые в качестве пассивной противопожарной защиты конструкций и оборудования из углеродистой стали, уже на протяжении многих лет подтверждают свою долговечность и надежность при углеродном режиме пожара, в том числе в морских условиях. Эпоксидные средства защиты могут служить эффективным решением проблемы при криогенном разливе с последующим возгоранием углеводородов или без него. В дополнение, испытания на атмосферостойкость показали, что эпоксидные синтаксические материалы могут обеспечить отличную защиту от коррозии основной стальной конструкции.

Импортные огнезащитные покрытия, сертифицированные в зарубежных органах по сертификации по зарубежным стандартам, применяются в РФ, поскольку для большинства объектов НГП разрабатываются Специальные Технические Условия (СТУ), куда разработчиками и вводятся требования применить то или иное покрытие. Как наиболее качественные зарубежные огнезащитные покрытия себя зарекомендовали марки Pyrocrete от фирмы «Carboline» (США) и Chartek от фирмы AkzoNobel (Нидерланды).

В свете снижения доступности импортных защитных средств увеличивается применение отечественных материалов. В частности, по проекту ГПА для объекта «Терминал по производству и перегрузке СПГ в порту Высоцк Ленинградской области», по согласованию с Заказчиком нами были применены отечественные защитные средства Огракс-ТС от АО «УНИХИМТЕК» и Пламкор-5 от АО «НПК ВМП». Проект успешно прошёл приёмку Заказчиком и инспекцией Ростехнадзора.

УДК 621.57

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ГАЗОМАСЛЯННОГО УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА В СИСТЕМЕ СМАЗКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Д.Н. Шатунов¹, К.А. Камаева²

¹АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия

²Казанский национальный исследовательский технологический университет,
г. Казань, Россия

daniil.shatunov@niitk.ru

Введение

Основой газоперекачивающих агрегатов (ГПА) магистральных газопроводов является газотурбинный двигатель (ГТД). При работе ГТД в подшипниках качения выделяется большое количество тепла, которое необходимо отводить из системы. Тепло отводится от подшипников с помощью турбинного масла, в большинстве случаев для этого используется турбинное масло ТП-22С. Для надежной работы системы смазки ГТД требуется обеспечивать заданный температурный режим используемого турбинного масла, поэтому теплообменное оборудование является необходимым элементом в ГПА. При этом ГПА могут иметь две или даже три масляные системы в зависимости от используемых типов масел для нагнетателя и двигателя [1].

Охлаждение масла в системе смазки осуществляется за счет использования аппаратов воздушного охлаждения или теплообменных аппаратов, снимающих избыточное тепло с помощью оборотной воды или антифриза (в зависимости от региона). В обоих случаях отводимое из системы тепло утилизируется в окружающую среду. В то же время в составе ГПА присутствуют подогреватели топливного и пускового газа, которые осуществляют подогрев газа с целью обеспечения устойчивой работы блоков редуцирования и недопущения его промерзания, что может нарушить устойчивую работу системы регулирования ГПА. Подогреватели используют в качестве источника энергии газ, отбираемый из магистрального газопровода.

Интеграция тепла имеет решающее значение для повышения энергоэффективности и снижения эксплуатационных расходов современного производства. В этой связи турбинное масло, отводящее выделяемое тепло в узлах трения, может рассматриваться как рабочее тело для подогрева технологических потоков рабочих сред ГПА, в первую очередь топливного и пускового газа. Для решения этой задачи в большинстве случаев предлагается использовать рекуперативные теплообменники [2]. Одним из таких теплообменников является кожухотрубчатый газомасляный теплообменный аппарат (ГМТ), технологическими потоками в которых являются топливный газ, отбираемый из магистрального газопровода, и турбинное масло. Повышение эффективности работы ГМТ являлось задачей, рассматриваемой в данной работе.

Объект исследования

В данной работе в качестве объекта исследования выступал ГМТ (рис.1). Диаметр аппарата 350 мм, длина теплообменных труб 3000 мм, диаметр 22 мм, количество 117 шт., зазор между трубой и межтрубной перегородкой 0,38 мм, зазор между обечайкой и сегментной перегородкой 5,3 мм.

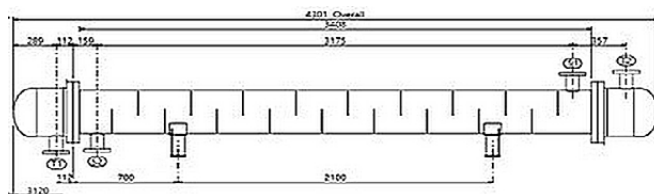


Рис. 1. Схема ГМТ

Важную роль в теплообменном аппарате играет межтрубная перегородка, устанавливаемая в кожухе аппарата, она турбулизирует поток и оказывает влияние на коэффициент теплопередачи. Согласно ТЕМА [3] существует 3 основных вида перегородок рис. 2.

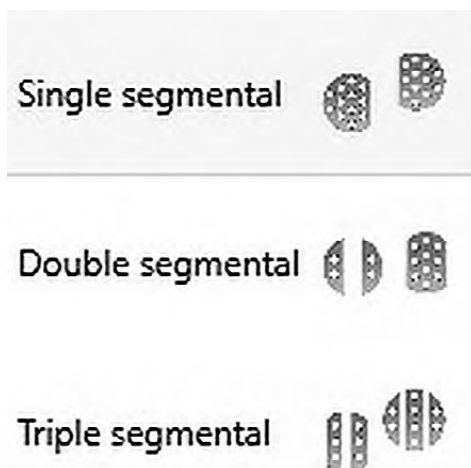


Рис. 2. Типы перегородок

Определение наилучшей конструкции ГМТ, с учетом следующих характеристик.

1. Масло – ТП 22с
2. Расчетная температура масла подаваемого в ГМТ: не более +65°C;
3. Расчетная температура масла на выходе из ГМТ: не более +50°C;
4. Расчетное значение давления масла на входе в ГМТ: 0,5...0.65 МПа;
5. Расчетное значение падения давления масла в ГМТ: 0,1 МПа;
6. Расчетное значение расхода масла проходящего через ГМТ: 2804 кг/ч;
7. Расчетное значение расхода газа проходящего через ГМТ 2052 кг/ч
8. Расчетная температура газа на входе в ГМТ: +12°C.
9. Расчетная температура газа на выходе из ГМТ: от +15...+30 °C;
10. Расчетное давление газа на входе в ГМТ: 2,5 МПа;
11. Расчетное падение давления газа в ГМТ: 0,1 МПа.

Таблица 1. Состав природного газа.

Компонент	Значение,% масс.
Метан	93,9
Этан	3,7
Пропан	1,17
Изобутан	0,189
н-Бутан	0,186
Неопентан	0,0023
Изопентан	0,0343
н-Пентан	0,0239
С6+высшие	0,022
Диоксид углерода	0,327
Азот	0,398
Кислород	0,0051
Гелий	0,0106
Водород	0,0225

Методика исследования

Исследование проводилось с помощью программного пакета Aspen EDRV 12, в котором было проведено моделирование ГМТ (рис. 1). В ходе моделирования было показано, что основное сопротивление теплопередачи происходит в межтрубном пространстве рисунок 3

Overall Coefficient / Resistance Summary			Clean	Dirty	Max Dirty
Area required (tube OD base)	m ²		4,4	4,4	4,4
Area ratio: actual/required			1	1	1
Overall coefficient	W/(m ² -K)		137,8	137,8	
Overall resistance	m ² -K/W		0,00726	0,00726	0,00726
Shell side fouling	m ² -K/W		0	0	
Tube side fouling			0	0	
Resistance Distribution	W/(m ² -K)	m ² -K/W	%	%	%
Shell side film	188,8	0,0053	72,96	72,96	
Shell side fouling		0		0	
Tube wall	22854,1	4E-05	0,6	0,6	
Tube side fouling *		0		0	
Tube side film *	521,1	0,00192	26,44	26,44	

* Based on outside surface - Area ratio: A_o/A_i = 1,16

Heat Transfer Resistance

Shell side / Fouling / Wall / Fouling / Tube side

Shell Side

Tube Side

Рис. 3. Анализ сопротивления теплопередачи в ГМТ

Одна из особенностей кожухотрубчатых теплообменников заключается в том, что в зависимости от типа перегородки и его сегментного выреза может меняться внутреннее течение жидкости из-за появления байпасных потоков.

В работе рассматривалось влияние байпасных потоков на коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства, которые возникают из-за конструктивных зазоров между сегментной перегородкой и между теплообменной трубой и вырезом под нее в сегментной перегородке согласно модели Тинкера [4] рисунок 4.

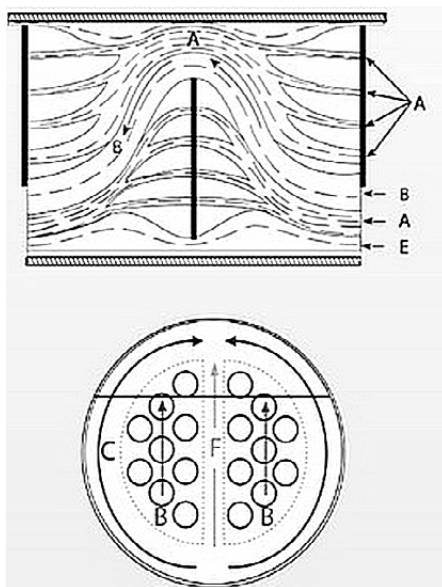


Рис.4. Схема распределения байпасных потоков в межтрубном пространстве теплообменном аппарате

Поток В это поперечный поток, который участвует в теплопередаче, протекая через окно сегментной перегородки. Доля поперечного потока обычно составляет 30-70 % от общего потока.

Поток С это байпасный поток, поскольку он в значительной степени обходит поверхность теплообмена. Он возникает в зазоре между корпусом и трубным пучком.

Поток F это байпасное течение между двумя половинами трубного пучка.

Поток А возникает в наружном диаметральной зазоре между отверстием в сегментной перегородке под теплообменную трубу и самой трубой: Это место расположения основного потока утечки, Утечка через это отверстие может не только значительно уменьшить перепад давления, но также приведет к уменьшению коэффициента теплоотдачи.

Диаметральный зазор между перегородкой и корпусом кожуха создает байпасный поток Е.

Результаты и обсуждения

Нами было проведено моделирование ГМТ с односегментной перегородкой с различной степенью ее открытия (рисунок 5, от 15% до 45%).

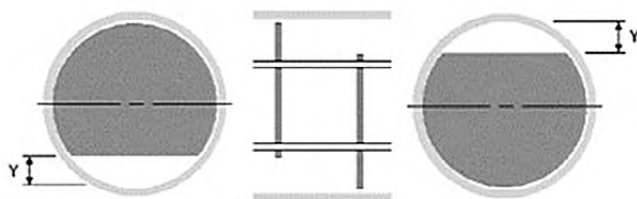


Рис. 5. Степень открытия односегментной перегородки

Результат, представленный на рис. 6, 7 показывает, что с увеличением степени открытия происходит снижения гидравлического сопротивления и коэффициента теплоотдачи.

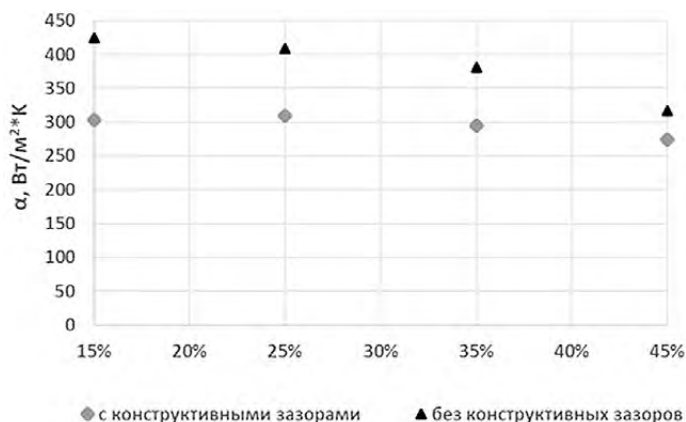


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве от степени выреза односегментной перегородки с учетом конструктивных зазоров и без

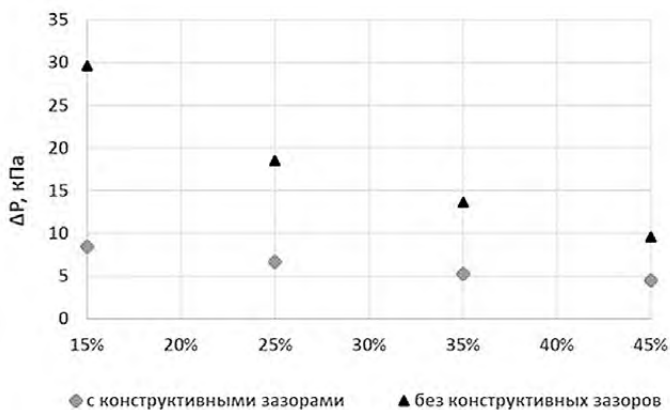


Рис.7. Зависимость гидравлического сопротивления в межтрубном пространстве от степени выреза односегментной перегородки с учетом конструктивных зазоров и без

Так же был проанализировано влияние байпасных потоков на процесс теплообмена и гидравлическое сопротивление, как видно из рис. 6, 7 коэффициент теплоотдачи выше в случае, когда конструктивный зазор отсутствует. В табл. 2 приведены доли внутренних потоков, которые образуются при наличие конструктивных зазоров.

Таблица 2. Доли байпасных потоков при различной степени выреза.

Обозначение потока	С учетом конструктивных зазоров				Без учета конструктивных зазоров			
	15%	25%	35%	45%	15%	25%	35%	45%
B	0,39	0,45	0,48	0,54	1	1	1	1
A	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0
E	0,51	0,46	0,42	0,37	0	0	0	0
C	0,08	0,08	0,09	0,08	0	0	0	0
F	0	0	0	0	0	0	0	0

Вывод

Проанализировав результаты, мы увидели, что при увеличении степени выреза односегментной перегородки от 15 % до 45% коэффициент теплоотдачи с учетом конструктивных зазоров уменьшается на 10 %, а гидравлическое сопротивление падает в 1,88 раз.

Без учета конструктивных зазоров коэффициент теплоотдачи уменьшился на 35,72%, а гидравлическое сопротивление снизилось в 1,35 раза.

Разниться между коэффициентом теплоотдачи с учетом влияния байпасных поток и без для степени выреза односегментной перегородки 15% составила 28,63%, для степени выреза 25% разница составляет 24,11%, для 35% выреза односегментной перегородки разница 22,49% и для степени выреза 45% разница между коэффициентами теплоотдачи составляет 13,35%.

Список литературы

1. Газотурбинные установки: учеб. пособие / В. В. Корж. Ухта: УГТУ, 2010. 180 с.
2. Ф. Триш. Предварительный подогрев топлива – путь повышения КПД газовых турбин / Ф. Триш – Термо Интеграл, Лейпциг, Германия // Газотурбинные технологии, 2005. № 6. С. 1–5.
3. 10th edition TEMA Standards <https://tema.org/standards/>.
4. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. М.: Энергоатомиздат. 1987. 352с.

УДК 621.515

БЕЗРАЗМЕРНЫЙ РЯД МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ ДЛЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Е.В. Дубинин, Н.Г. Хасанов, Б.Ф. Идиятуллин

АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
evgeniy.dubinin@niitk.ru

Тенденция к расширению производства в нефтехимической отрасли и увеличению производительности технологий, предъявляет повышенные требования к центробежным компрессорам, задействованным в составе газовых и химических технологических линий.

Широкая номенклатура производительности, перепадов давления, физических свойств газа определяет экстремальные характеристики унифицированных ступеней для газодинамического проектирования. Низкие температуры холодильных компрессоров требуют работы при высоких условных числах Маха, высокие степени повышения давления многокорпусных компрессоров и длинные валопроводы возможно реализовать только при увеличенных диаметрах втулок рабочих колес, высокопроизводительные компрессоры для снижения металлоемкости проектируются при повышенных коэффициентах расхода. Высокие конечные давления приводят к узким последним ступеням, где практически смыкаются пограничные слои на стенках. Эффективность проточной части так же является определяющей при больших приводных мощностях.

Проточная часть каждой современной ступени центробежного компрессора является высокотехнологичным изделием, создаваемым с применением современных методов проектирования – вычислительной гидродинамики, машинного обучения, алгоритмов оптимизации.

Добиться точности и скорости проектирования центробежного компрессора возможно при условии выполнения газодинамического проекта на основе пересчёта безразмерных характеристик модельных ступеней на натурные

условия эксплуатации используя теорию подобия. Многоступенчатый компрессор собирается из индивидуальных модельных ступеней, подбираемых до достижения необходимого давления, и соответственно текущему расходу в точке процесса. Условный набор ступеней базы данных ряда проточной части представлен на рис. 1.

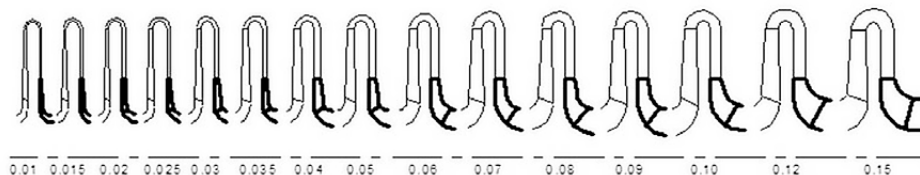


Рис. 1. Пример ряда модельных центробежных ступеней, перекрывающих определенный диапазон коэффициентов расхода

Основные характеристики модельной ступени:

- коэффициент расхода $\varphi_0 = 4G / (\rho \pi D_2^2 u_2^2)$ характеризует пропускную способность ступени при фиксированном диаметре и окружной скорости;
- коэффициент напора $\psi_n = H_n / (u_2^2)$ характеризует нагруженность ступени по полезной работе сжатия газа;
- оптимальное условное число Маха $M_{u_2} = U_2 / \sqrt{kzRT}$ является критерием подобия и характеризует ступень по степени сжатия;
- геометрические параметры, основным из которых является втулочное отношение $\bar{d}_0 = d_0 / D_2$ и тип диффузора – лопаточный, безлопаточный или иной тип.

На основе анализа потребности промышленности в АО «НИИтурбокомпрессор» с 2018 года ведется разработка ряда модельных ступеней на параметры:

- $\varphi_0 = 0,16 \dots 0,02$, где верхний диапазон соответствует лучшим иностранным аналогам для снижения металлоёмкости корпусов, нижний диапазон позволяет сохранить приемлемую частоту вращения для ступеней высокого давления;
- $\psi_n > 0,5$ для ограничения числа ступеней в рамках одной секции;
- $\bar{d}_0 = 0,4$ для создания роторов высокой динамической стабильности.
- в качестве проектного значения условного числа Маха проектируемой ряда принято $M_{u_2} = 0,8$.

На первых этапах разработана концепция, в рамках которой ряд разбивается на две секции, соответственно, кроме ступеней сжатия имеется две всасывающие камеры и нагнетательные улитки, оценивается дискретность ряда – степень перекрытия соседних характеристик ступеней.

Обширная исследовательская работа, частично изложенная в статьях [1-3] привела к формированию теоретического ряда ступеней, рис. 2:

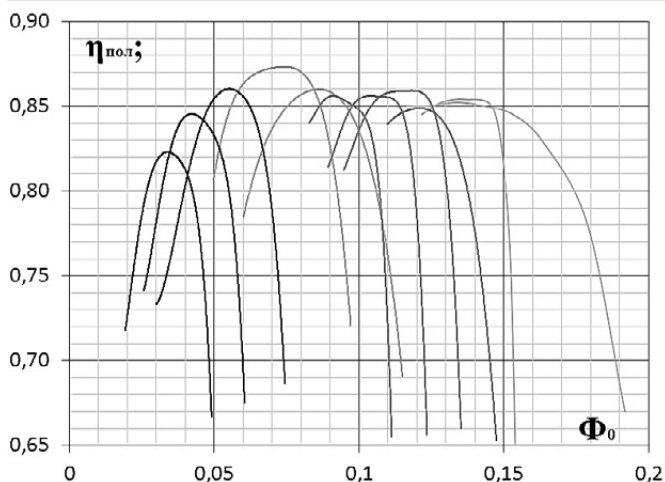


Рис. 2. Зависимость политропного КПД ступеней безразмерного ряда от коэффициента расхода

Для достижения максимальной эффективности ряда применены различные типы статорных элементов – весь ряд по расходу перекрыт несколькими типами лопаточных решеток, которые включают в себя, как осерадиальные рабочие колеса, так и колёса с цилиндрическими лопатками.

Численные эксперименты проводятся при помощи пакета программного обеспечения Numesa [4].

Для достижения максимальной эффективности проектируемых ступеней привлекается механизм оптимизации проточной части [5] программного модуля Fine/Design3D ПО Numesa.

Решетка высокорасходного диапазона ряда имеет лопаточный диффузор, переменное число лопаток в зависимости от расхода, рисунок 3. Получение ряда дискретных ступеней происходит путём пропорциональной подрезки периферийного контура ступени.



Рис.3. Высокоскоростная базовая ступень с $\Phi_0=0,142$

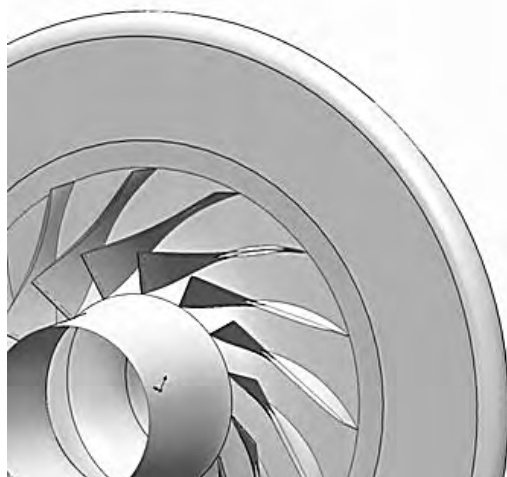


Рис. 4. Базовая ступень среднерасходного ряда с $\Phi_0=0,086$

Для подтверждения достоверности расчётных характеристик в настоящий момент ведется выборочная экспериментальная проверка характеристик ступеней в диапазоне их применения по условным числам Маха на стендах газодинамики АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Завершение расчётно-теоретической работы планируется в 2026 году.

Список литературы

1. Хасанов Н.Г., Дубинин Е.В., Хуснутдинов И.Ф., Лунев А.Т. Численное моделирование характеристик центробежных компрессоров и турбин в АО "НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа" // Компрессорная техника и пневматика. 2023. №2. С. 28-31.
2. Хасанов Н.Г., Хуснутдинов И.Ф., Муртазин Р.Ф., Дубинин Е.В. Расчётно-экспериментальное исследование высокорасходной модельной ступени центробежного компрессора с повышенным втулочным отношением // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 4. С. 37-39.
3. Ахметзянов А.М., Дубинин Е.В., Хасанов Н.Г., Хуснутдинов И.Ф. Проектирование базовых модельных ступеней центробежных компрессоров методами вычислительной гидродинамики. В сборнике: Вычислительный эксперимент в аэроакустике и аэродинамике. Сборник тезисов. 9-ая российская конференция. 2022. С. 256-260.
4. NUMECA: <https://www.numeca.de/en/products-design-optimisation/>(дата обращения: 27.09.2023).
5. Дубинин Е.В., Идиятуллин Б.Ф., Хасанов Н.Г. Оптимизация ступеней центробежных компрессоров // Омский научный вестник. серия авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т.7, № 4. С. 33-39.

УДК 621.515

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Н.Г. Хасанов, Е.В. Дубинин, Р.Ф. Муртазин, П.В. Солтеев, А.Л. Хрипунов
АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
Nariman.Khasanov@niitk.ru

Нагнетатель участвует в транспорте природного газа, компенсируя гидравлические потери трубопровода, представляет собой одно- или многоступенчатый центробежный компрессор с приводом от газотурбинного двигателя. В зависимости от давления нагнетания и расхода, определяемого особенностями исходного месторождения газа, существуют широкая номенклатура нагнетателей.

Представленный в настоящей статье компрессор по требованиям заказчика, проектируется на безразмерные параметры:

-
- условный коэффициент расхода [1]: $\varphi_0 = 4G / (\rho D_2^2 \cdot u_2^2) = 0,035$, который определяется необходимостью обеспечения определенного уровня потребляемой мощности при фиксированных оборотах приводного двигателя ГТУ. Данный φ_0 далек от оптимального для центробежной ступени $\varphi_0 = 0,8$ [1], что затруднит проектирование;
 - коэффициент политропного напора $\psi_n = H_n / (u_2^2)$ не менее 0,5.

Особенностью данного проекта является согласие заказчика с любыми конструктивными решениями, которые позволят обеспечить максимум политропного КПД η_n . Целевым уровнем является $\eta_n = 0,9$.

На основе анализа опыта проектирования ступеней сжатия газоперекачивающих агрегатов (ГПА), применены решения для максимизации КПД:

Осевой вход в рабочее колесо, минимизирующий неравномерность потока в сравнении с радиальным входом;

- Контактное уплотнение (гребень-втулка) на покрывном диске рабочего колеса, так как протечка нагретого рабочего тела с нагнетания на всасывание способна негативно влиять на кинематику потока;
- Внешняя нагнетательная улитка переменного сечения, как наиболее эффективная для центробежной ступени.
- Рабочее колесо «насосного» типа с малыми выходными лопаточными углами для снижения диффузорности течения и снижения степени реактивности.

С целью снижения объема сеточной модели, а также исходя из возможностей экспериментального стенда, проектирование ведется на диаметр рабочего колеса 300 мм. Пересчет характеристик на фактический эксплуатационный диаметр будет осуществлен на основе теории подобия.

На первом этапе произведен расчет ступени по средней линии тока в одномерной постановке в программном комплексе Concepts NREC – Compal [2]. Коэффициенты потерь, углы отставания потока рассчитываются на основе аналитических зависимостей и встроенных в программу эмпирических корреляций. По результатам расчета, определены втулочный и периферийный диаметр входа в рабочее колесо (РК), число лопаток, ширина рабочего колеса на выходе, углы лопатки на входе и выходе. Определено, что целесообразно применить лопаточной диффузор (ЛД), а также его параметры. Результаты расчета проверены методом вычислительной гидродинамики (CFD).

Профилирование лопаточных аппаратов на основе граничных условий из одномерного расчета, произведено в программном комплексе Concepts NREC Axcent.

Достижение максимально возможной эффективности возможно только применением автоматической оптимизации с перебором вариантов прочной части в широком диапазоне варьирования геометрических параметров ступени. Твердотельная геометрия проточной части, полученная в ходе предыдущих этапов проектирования, параметризована путем описания сплайнами меридиональных обводов корпуса, что определяет всю проточную часть ввиду окружной

симметрии, лопаточные аппараты параметризованы в виде зависимости лопаточного угла от длины проточной части. Диапазоны варьирования геометрических параметров представлены на рис. 1. Таким образом, порядка двадцати полюсов сплайна обеспечивают непрерывное изменение геометрии.

Для оптимизации применяется программный комплекс Numeca Fine/Design 3D [3-5]. Критерием оптимизации является максимум полнотропного КПД в точке с коэффициентом расхода $\varphi_0=0,035$. Параметры оптимизации – координаты полюсов сплайнов меридиональных обводов и лопаточных углов РК и ЛД. Ограничение оптимизации – существование помпажной точки с $\varphi_0=0,025$ (дисбаланс расхода входа-выхода в ступень менее 3%). При невыполнении условия на результат расчёта накладывается штраф.

Оптимизационный алгоритм использует методы машинного обучения и генетический алгоритм.

Полюса сплайнов, описывающих геометрию проточной части, изменяются случайным образом в заданном диапазоне варьирования и комбинируются случайным образом, формируя так называемую начальную «популяцию» или базу данных. Нейронная сеть обучается на базе данных, аппроксимирует её и предлагает несколько кандидатов с максимальной ожидаемой эффективностью скомбинированных параметров (суррогатная модель). Далее наилучшие кандидаты скрещиваются между собой, обмениваясь «генами» – наиболее эффективными параметрами. Каждый новый кандидат рассчитывается в CFD-постановке, уточняя суррогатную модель.

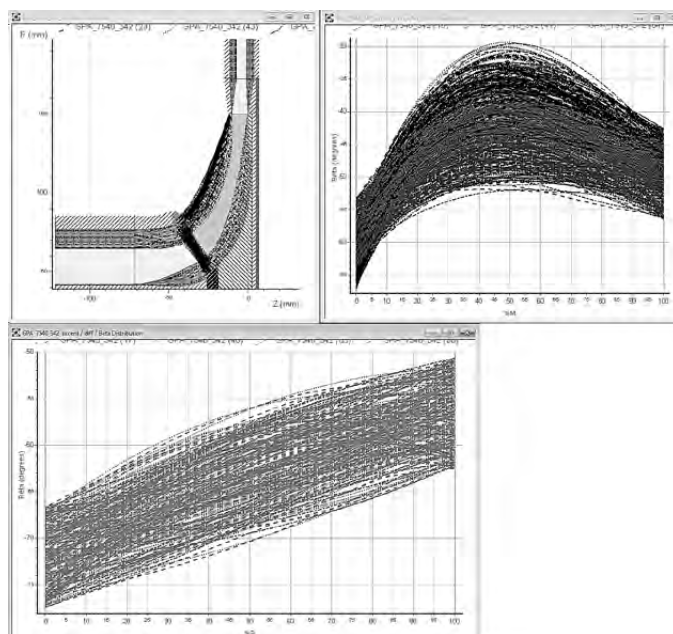


Рис. 1. Пример диапазон варьирования параметров оптимизации. Сверху справа – меридиональный контур; сверху слева – лопаточные углы рабочего колеса; снизу – лопаточные углы диффузора

Для CFD расчёта применяется модель Спаларт-Аллмарас, блочно-структурированная сетка, учитывается перетечка рабочего тела по покрывному диску РК.

Пример сходимости задачи оптимизации приведен на рисунке 2. На рисунке 3 показана результирующая геометрия. Наружная улитка оптимизации не подвергалась, спроектирована по методу постоянства произведения радиуса на окружной компонент абсолютной скорости [6].

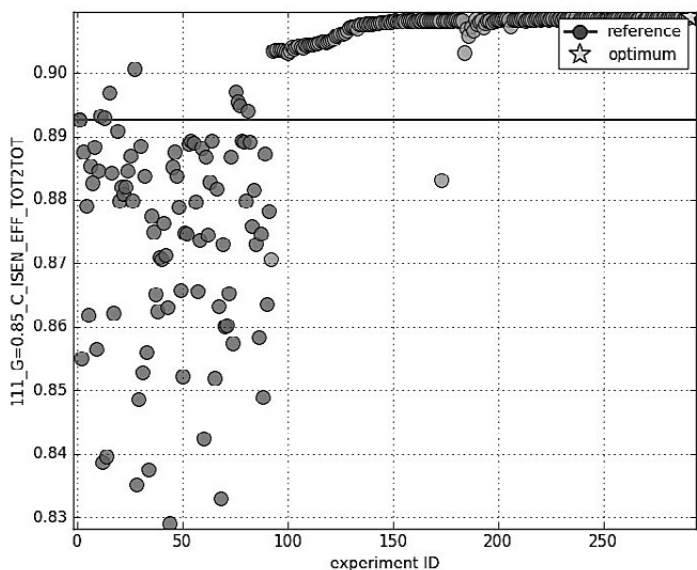


Рис. 2. Зависимость изоэнтропийного КПД проточной части в зависимости от итерации оптимизации. Темные точки – база данных, светлые – оптимизация

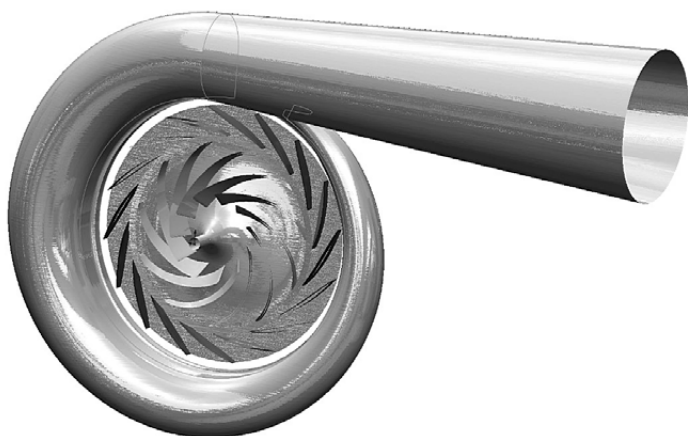


Рис. 3. Твердотельная модель нагнетателя природного газа. Виден существенно маленький диаметр втулочного контура на входе в колесо и малый выходной угол лопатки РК

Подтверждение расчётных газодинамических характеристик модельной ступени осуществлено экспериментально. Экспериментальный стенд включает в себя приводной электродвигатель, мультипликатор, опору вала, экспериментальную ступень, систему смазки, систему измерений. Эскиз проточной части экспериментального стенда приведена на рис. 4.

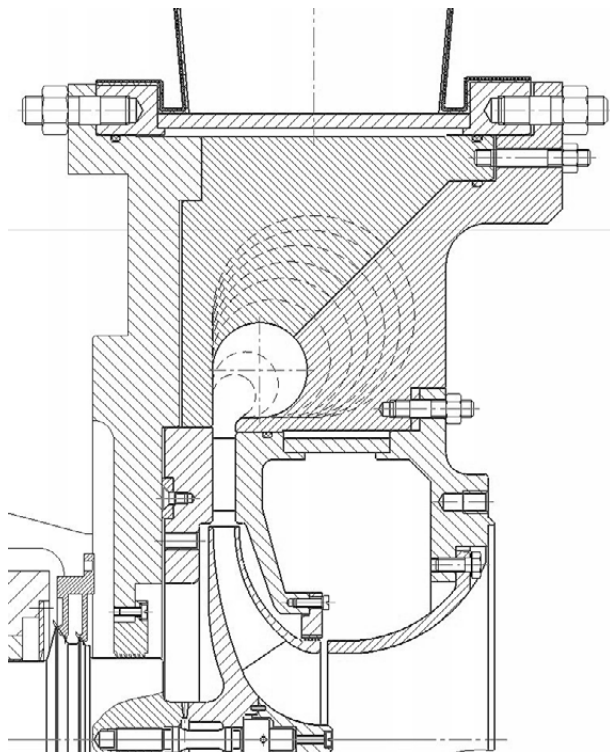
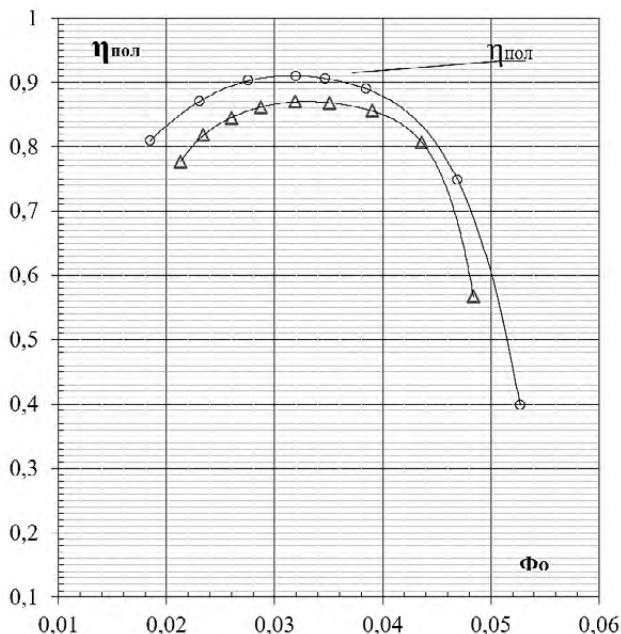


Рис. 4. Сборочный чертеж экспериментальной ступени

Экспериментальные исследования проведены во всем диапазоне расходов ступени от точки запирания до помпажа при трех условных числах Маха, определяемых частотой вращения ротора экспериментального стенда – $M_v = 0,5; 0,65; 0,75; 0,9$. Результаты экспериментальных исследований при $M_v = 0,8$ в сравнении с результатами численных CFD расчётов приведены на рис. 5.

Помпажный запас ступени составил 40%, максимальная эффективность 90%. Занижение эффективности в расчётной модели можно обосновать применением модели турбулентности с повышенной склонностью к вихреобразованию.



○ - результаты экспериментальных исследований при $M_{u2}=0,65$;
 Δ - результаты численного расчёта при $M_{u2}=0,65$;

Рис. 5. Сравнение расчётных и экспериментальных результатов

Вывод

При отсутствии массогабаритных ограничений и применении эффективных средств проектирования, ступень центробежного нагнетателя природного газа позволяет получить высокий политропный коэффициент полезного действия, даже в диапазоне малых коэффициентов расхода (тихоходного привода). Основной вклад в повышение эффективности вносят внешняя улитка и контактное уплотнение покрывного диска. На основе разработанной модельной ступени ведется разработка опытно-промышленного образца линейного нагнетателя природного газа.

Список литературы

1. Ю.Б. Галеркин. Турбокомпрессоры. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008.
2. D. Japikse, N. C. Baines. Concepts ETI, 1994. 496 p.
3. Maulana Arifin, Ahmad Fudholi, Addy Wahyudie, Damian M. Vogt, Surrogate-based optimization of multiple-splitters radial compressor for solar hybrid microturbine, Energy Conversion and Management: X, Volume 16, 2022, 100332, ISSN 2590-1745.
4. Wenkai Xia, Yicen Zhang, Haibin Yu, Zihao Han, Yiping Dai, Aerodynamic design and multi-dimensional performance optimization of supercritical CO₂ centrifugal compressor, Energy Conversion and Management, Volume 248, 2021, 114810, ISSN 0196-8904.
5. Childs, EP, Deserranno, D, & Bagi, A. "Using Optimization in Industrial Multi-Point Radial Compressor Design: Map Correction." Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Volume 2D: Turbomachinery. Phoenix, Arizona, USA. June 17–21, 2019.

6. А.А. Мифтахов. Исследование, расчет и проектирование выходных устройств центробежных компрессоров. Казань : КХТИ, 1980. 78 с.

УДК 621.313.1

ОПЫТ И ВОЗМОЖНОСТИ НПО «ЭЛСИБ» ПО ПОСТАВКАМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКИ

А.В. Артемов
НПО «ЭЛСИБ» ПАО, г. Новосибирск, Россия
avartemov@elsib.ru

НПО «ЭЛСИБ» одно из ведущих российских предприятий-производителей электрических машин: турбогенераторов, гидрогенераторов, асинхронных и синхронных электродвигателей. Одним из основных направлений деятельности предприятия с 1953 г. является проектирование и производство высоковольтных электродвигателей. В настоящее время завод выпускает и предлагает заказчикам широкую номенклатуру асинхронных и синхронных двигателей мощностью от 250 до 12500 кВт в общепромышленном и взрывозащищенном исполнении на различные частоты вращения и напряжение. Двигатели широко применяются в качестве привода насосного, компрессорного, тягодутьевого, дробильно-размольного и другого оборудования в теплоэнергетике, нефтегазовом комплексе, на химических и металлургических комбинатах, крупных промышленных предприятиях различных отраслей.

Приоритетным направлением работы на НПО «ЭЛСИБ» при проектировании всегда было создание электрических машин с высокоэффективными энергетическими параметрами. При выполнении проектных работ инженерами завода особое внимание уделялось и уделяется снижению веса двигателей, повышению коэффициента полезного действия, повышению надежности, удобству обслуживания и улучшению потребительских свойств машин в условиях эксплуатации. Состав и компетенции инженерного центра НПО «ЭЛСИБ» позволяют совершенствовать текущую серийную номенклатуру выпускаемой продукции, разрабатывать новые машины с применением оригинальных решений в конструкции. Конструкторскими отделами успешно применяются методики трехмерного проектирования в системе T-FLEX CAD 3D. Разрабатываются, как отдельные детали с ассоциативными чертежами, так и крупные сборочные чертежи. Имеющиеся мощности предприятия позволяют на площадке завода выполнять полный цикл технологических операций по подготовке производства, изготовлению, проведению испытаний крупных электрических машин.

Основная специализация НПО «ЭЛСИБ» — выпуск высокооборотных (3000 об/мин) асинхронных электродвигателей для привода механизмов насосной и компрессорной групп. Наше предприятие давно и успешно работает, поставляя быстроходные двигатели для привода компрессорной техники таких производителей, как АО «Казанькомпрессормаш», АО «Дальэнергомаш», ОАО «Невский завод», АО «НПП Компрессор» и других.

Асинхронные двухполюсные двигатели с короткозамкнутым ротором исторически были и остаются основной номенклатурой НПО «ЭЛСИБ» — это двигатели серии АТД4 мощностью 250...8000 кВт общепромышленного исполнения:

4АЗМ, 4АЗМ1 – с замкнутой системой вентиляции и водяным охладителем;

4АРМ – с разомкнутой системой вентиляции;

4АЗМО, 4АЗМО1 – с замкнутой системой вентиляции и воздушным охладителем.

При разработке серии АТД4 (4-е поколение двигателей) использовались прогрессивные технические решения, применялись новые современные материалы, в частности терморезистивная изоляция «Монолит-4». Применение в конструкции изоляции «Монолит-4», по сравнению с предыдущими поколениями двигателей, позволило уменьшить толщину пазовой и лобовой изоляции на 20%, уменьшить ширину паза и соответственно расстояние от меди до зубца на 25...30%, увеличить электрическую прочность на 33%, улучшить коэффициент теплопроводности, обеспечить влагостойкость статорной обмотки. Изоляция «Монолит-4» позволила реализовать в электрических машинах конструктивные и технологические решения, влияющие на долговечность эксплуатации высоковольтной обмотки статора и обеспечить безотказную службу обмотки свыше 30 лет. Еще одна особенность «Монолит-4», существенно повлиявшая на конструкцию двигателей в целом – это выполнение сердечника статора, пропитанного вместе с обмоткой в эпоксидном компаунде в виде законченного конструктивного узла, который устанавливается затем в корпусе двигателя. Монолитность сердечника статора, пропитанного по такой технологии, позволила отказаться от традиционного корпуса статора и перейти на так называемую «бескорпусную» конструкцию двигателя. Реализация бескорпусной конструкции позволила, наряду с другими техническими решениями, существенно понизить относительную массу конструктивных элементов у двигателей серии АТД4 до 44–58%.

Таблица 1. Удельные энергетические характеристики двигателей АТД4.

Мощность, кВт	КПД, %	Масса, кг	КПД, %	Масса, кг
	6000 В		10000 В	
315	95,2	1615	-	-
400	95,3	1760	-	-
500	95,7	1930	-	-
630	96,3	2660	96,0	2820

Мощность, кВт	КПД, %	Масса, кг	КПД, %	Масса, кг
	6000 В		10000 В	
800	96,4	2820	96,2	3030
1000	96,4	3030	96,3	4080
1250	96,5	4080	96,5	4380
1600	96,7	4380	96,5	5600
2000	96,9	5600	96,8	6200
2500	97,0	6200	97,3	7000
3150	97,3	7000	97,0	8700
4000	97,5	9200	97,0	9200
5000	97,5	10400	97,4	10400
6300	97,7	11700	97,5	11700
8000	97,6	14400	97,7	14850

Достижение высоких показателей двигателей АД4 реализовано за счет:

- Применения современных материалов, перехода на термореактивную изоляцию «Монолит-4», современную электротехническую сталь и другие материалы. Двигатели имеют значительный тепловой запас, т.к. при классе нагревостойкости статорной обмотки F нагрев ее в номинальном режиме не превосходит допустимого для класса В.
- Снижения механических потерь, внедрения новых решений в системе вентиляции, повышением эффективности охлаждения в зонах максимального выделения тепла. Высокая эффективность охлаждения позволила снизить расход охлаждающего воздуха, мощность вентиляторов, что повлияло на увеличение КПД двигателей.
- Оптимизации пусковых характеристик двигателей с целью обеспечения надежных пусков приводимых механизмов в основном с вентиляторной характеристикой зависимости момента сопротивления от скорости вращения. Двигатели имеют большое (до 10000) количество пусков за срок службы, допускают прямой пуск от полного напряжения сети. Допускается производить два пуска подряд из холодного состояния или один из горячего состояния при напряжении на выводах двигателя в процессе пуска не ниже 0,8 номинального и не выше 1,1 номинального.

Оригинальная конструкция обеспечивает легкий доступ к основным узлам, облегчая эксплуатацию и обслуживание. Двигатели серии АД4 отличаются повышенной надежностью, долговечностью и высокими удельными энергетическими характеристиками (см. табл. 1).

С середины 80-х г. 20 века на базе двигателей серии АД4 на НПО «ЭЛ-СИБ» был начат выпуск двигателей типа 4АЗМП и 4АРМП мощностью от 500 до 6300 кВт на напряжение 6000 и 10000 В с видом взрывозащиты «заполнение под избыточным давлением» и «продуваемые под избыточным давлением» (IEpxIIТ5GbX):

4АЗМП – с замкнутой воздушно-водяной системой охлаждения, видом взрывозащиты «заполнение под избыточным давлением»;

4АРМП – с разомкнутой системой охлаждения, видом взрывозащиты «продуваемые под избыточным давлением».

Следующим шагом в развитии номенклатуры быстроходных двигателей стала разработка и освоение производства взрывозащищенных двухполюсных асинхронных двигателей с медным короткозамкнутым ротором в исполнении «взрывонепроницаемая оболочка» типа 2АЗМВ, 4АЗМВ, 4АЗМВ1 и 5АЗМВ мощностью от 250 до 5500 кВт на напряжение 6000 и 10000 В (IExdiaII BT4GbX) с воздушно-воздушным охладителем и замкнутой системой вентиляции. Двигатели выполнены на щитовых подшипниках скольжения. Смазка подшипников принудительная под избыточным давлением. Для исключения протекания подшипниковых токов, выполнена изоляция подшипниковых узлов. Климатическое исполнение и категория размещения У2,5. Крайний проект НПО «ЭЛСИБ» по расширению линейки взрывозащищенных двигателей – проектирование двигателя типа 5АЗМВ-6300/10000У2,5 мощностью 6300 кВт для привода центробежного компрессора ЗГЦ2-78/65-108, разработанного АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа» и изготовленного АО «Казанькомпрессормаш».

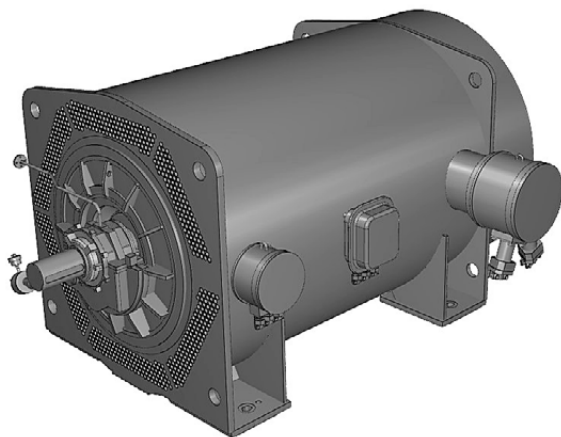


Рис. 1. Двигатель 5АЗМВ-6300/10000У2,5

Назначение компрессорной установки - компримирование осушенного газа на Южно-Киринском месторождении ООО «Газпром добыча шельф Южно-Сахалинск». Двигатель 5АЗМВ-6300/10000У2,5 допускает прямой пуск от сети, пуск при питании двигателя от преобразователя частоты, пуск с применением устройства плавного пуска (УПП).

В настоящее время НПО «ЭЛСИБ» также предлагает своим заказчикам синхронные электродвигатели типа СДП, СДР для привода быстроходных механизмов номинальной мощностью 6300 и 8000 кВт, исполнение двигателей:

СДП – с видом взрывозащиты «заполнение или продувка оболочки под избыточным давлением» (IExrхII T5GbX) с замкнутой воздушно-водяной системой охлаждения;

СДР – общепромышленное исполнение с разомкнутой системой воздушного со встроенными фильтрами очистки охлаждающего наружного воздуха.

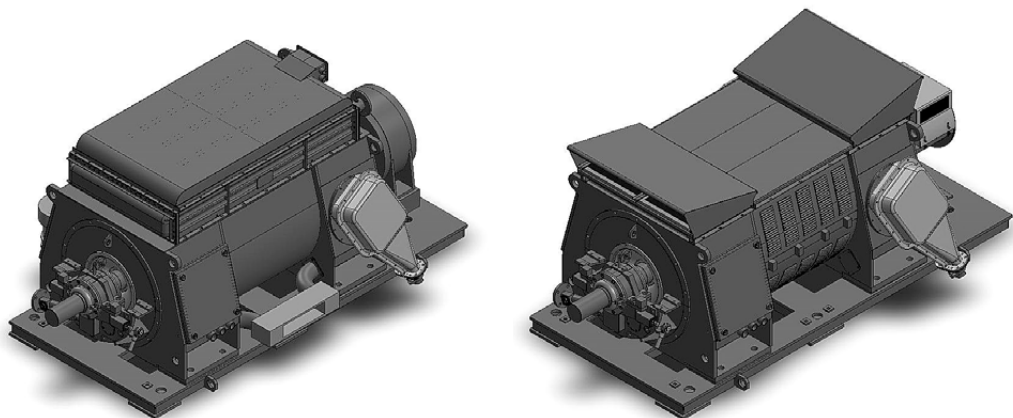


Рис. 2. Двигатель типа СДП и двигатель типа СДР

Возможно исполнение электродвигателей СДП, СДР как с бесщеточным возбуждением, так и со щеточно-контактной системой возбуждения. В двигателях применена высоковольтная изоляция класса нагревостойкости F (допустимая температура 150оС). При этом нагрев обмоток статора и ротора в номинальном режиме не превышает 120оС. Запас по допустимому нагреву (30оС) обеспечивает эксплуатационную надежность и долговечность работы двигателей. Показатели надежности: назначенный срок службы – 40 лет, общее число пусков за срок службы - 12000.

В период с 2014 г. НПО «ЭЛСИБ» изготовлено и поставлено на нефтеперекачивающие станции ПАО «ТРАНСНЕФТЬ» 56 синхронных двигателей мощностью 6300 и 8000 кВт. Электродвигатели типа СДП и СДР имеют некоторые преимущества перед двигателями-аналогами, в том числе зарубежного производства – меньшую массу и более высокий КПД, достигнутые благодаря применению специальных технических решений в конструкции и системе охлаждения. Новые технические решения внедрены в серийное производство.

Таблица 2. Сравнение двигателя СДП-10-6300-2 УХЛ4-БВУ с зарубежным аналогом.

Номинальные параметры	НПО «ЭЛСИБ»	XXXXXX (Европа)
	СДП-10-6300-2 УХЛ4-БВУ	XXXXXX
Мощность, кВт	6300	6300
Напряжение статора, В	10000	10000
Частота вращения, об/мин	3000	3000
Коэффициент полезного действия (КПД), %	97,7	96,7
Масса, кг	18500	24500

Сравнение параметров (табл. 2) показывает, что двигатель НПО «ЭЛСИБ» по сравнению с зарубежным аналогом имеет лучшие технико-экономические характеристики: КПД выше на 1,0%; вес двигателя легче на 24,5%.

В дальнейшем линейка синхронных двигателей была расширена, были спроектированы двигатели типа СДР номинальной мощностью 1250, 1600, 2000 кВт на напряжение 6000 или 10000 В, частота вращения – 3000 об/мин. Данные двигатели могут применяться при замене выработавших свой ресурс двигателей типа СТД, СТДМ с установкой на существующие фундаменты без реконструкции и с использованием существующих обеспечивающих систем без доработки.

Тема импортозамещения не является новой для нашего завода, работа в этом направлении ведется постоянно. За последние годы реализовано достаточно много проектов по освоению новой техники, замещающей зарубежные аналоги. Причем, по результатам проектирования и испытаний наши электрические машины по своим параметрам не уступают, а по ряду характеристик превосходят бренды известных зарубежных производителей. Как показывает опыт, такого рода проекты реализуются по двум сценариям: заказчик ищет российский вариант альтернативы насосного (компрессорного) агрегата или заказчик ищет российский двигатель на замену ранее установленному импортному двигателю. НПО «ЭЛСИБ» выполняет поставки двигателей по обоим вариантам.

В первом случае идет работа с заказчиком через партнера-смежника, осуществляющего комплектную поставку агрегата. Подбирается двигатель-аналог или разрабатывается новый двигатель в соответствии с техзаданием смежника. Во втором случае взаимодействие идет напрямую с конечным заказчиком. Для этого заказчику необходимо заполнить опросный лист или составить техзадание. После изучения технических требований НПО «ЭЛСИБ» предлагает заказчику оптимальный вариант поставки приводного двигателя.

Электродвигатели НПО «ЭЛСИБ» могут спешно работать в составе частотно-регулируемого привода, причем на заводской испытательной станции есть возможность проведения комплексных испытаний двигателя совместно с преобразователем частоты под нагрузкой на различных режимах.

Некоторые примеры сотрудничества НПО «ЭЛСИБ» с заводами-производителями компрессорной технике по проектам импортозамещения:

- участие совместно с АО «Дальэнергомаш» в проекте реконструкции Щелковских межрайонных очистных сооружений (Московская область): комплектная поставка центробежных нагнетателей воздуха типа AERO-IM580/1,7 (10 шт.) и AERO-IM560/1,6 (3 шт.). В качестве электропривода нагнетателей использованы двигатели типа 4APM-800/10000-2УХЛ4. Ранее заказчиком для подачи воздуха в аэротенки очистных сооружений использовались компрессорные установки фирмы KAIZER (Германия);

-
- участие совместно с АО «Казанькомпрессормаш» в проекте строительства 2-й очереди ПГУ-300 на Юго-Западной ТЭЦ (С.-Петербург): комплектная поставка компрессорной установки мультипликаторного типа ГЦМЗ-107/7-31. В качестве электропривода компрессора использован двигатель типа 4АЗМВ-3150/10000У2,5. Ранее заказчиком на 1-й очереди ПГУ-300 было использовано компрессорное оборудование фирмы Cameron (США).
 - участие совместно с АО «НПП Компрессор» в проекте строительства Хабаровской ТЭЦ-4: комплектная поставка газодожимных компрессорных установок (3 шт.). В качестве электропривода установок использованы двигатели типа 4АЗМП-5000/6000УХЛ4. Требование заказчика – применение на объекте российского оборудования.

Технологические возможности, инженерные компетенции, положительный опыт проектирования и освоение производства высоковольтных электродвигателей позволяет предприятию удовлетворять практически любые требования потребителей, предъявляемые сегодня к электроприводу насосного, компрессорного и другого оборудования.

Подробный буклет НПО «ЭЛСИБ» ПАО по всей номенклатуре выпускаемых электродвигателей можно посмотреть и скачать по ссылке: https://elsib.ru/wp-content/uploads/2019/04/katalog_kjem-jelsib-1.pdf.

УДК 621.51

КОМПРЕССОРЫ СМЕШАННОГО ХЛАДАГЕНТА

Р.Р. Авхадиев

**АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
Rail.Avhadiev@niitk.ru**

Целью научно-исследовательской работы является внедрение в линейку выпускаемой продукции АО «Казанькомпрессормаш» центробежных компрессоров смешанного хладагента, работающих в технологии получения сжиженного природного газа на основе изучения и проработки конструктивно-го исполнения, технических требований, предъявляемых к компрессорному оборудованию, изучение технологических процессов, в которых задействовано компрессорное оборудование, а также анализ международного опыта по созданию низкотемпературных центробежных корпусов сжатия, участвующих в технологии СПГ с последующим использованием полученных данных при создании и внедрение в линейку выпускаемой продукции АО «Казанькомпрессормаш» центробежных компрессоров смешанного хладагента.

Сложности задачи обуславливаются отсутствием опыта изготовления в Российской Федерации (РФ) компрессоров, работающих для сжатия газов до криогенных температур (-70°C) и ниже, требует освоение новых техни-

ческих решений, защищенных патентами, адаптация существующих технологических решений производства под новые требования, предъявляемых к оборудованию, оформлением полезных моделей, научных отчетов. Для внедрение новых ступеней ЦК, новых регулируемых входных направляющих аппаратов, материалов в конструкции корпусов сжатия на производстве ККМ потребуется модернизация технологий изготовления, испытания, процесса контрольной сборки компрессорных установок. Эти работы требуют поэтапной реализации в соответствии с «Планом мероприятий по разработке современных технологий, производству и реализации на их основе инновационной продукции».

Для реализации цели рассматриваются следующие задачи:

- анализ современной мировой индустрии производства и размещения заводов СПГ, структура, проблемы, особенности технологических процессов, градация мирового производства СПГ и анализ перспективных направлений их совершенствования;
- проработка конструктивного исполнения низкотемпературных компрессоров, используя опыт производства машин для сжатия углеводородных и водородсодержащих газов, кислорода, гелия, а также ряда холодильных центробежных компрессоров;
- анализ процедуры испытания, проверки и критерии приемки динамического оборудования и вспомогательных элементов компрессорного оборудования для технологии СПГ.

Уровень развития экономики в современном мире во многом определяется уровнем научно-технического прогресса в ключевых отраслях народного хозяйства. Одним из таких локомотивов развития является энергетика: тепловая, холодильная и криогенная техника. Наряду с ощутимыми различиями при сопоставлении указанных направлений энергетического машиностроения между собой, имеется много общего, в том числе:

Во-первых, принципы действия тепловых и криогенных машин базируются на законах молекулярной физики, технической термодинамики, гидрогазодинамики (холодильные циклы – часто обратные тепловые) и другие.

Во-вторых, в большинстве случаев, используются аналогичные силовые агрегаты (компрессоры, насосы, расширительные машины), теплообменная аппаратура, трубопроводы, арматура, естественно, со своими особенностями.

В-третьих, в основе анализа рабочего процесса холодильных и тепловых установок лежат общие закономерности и математические методы.

В связи с наличием внешнего влияния (сдерживанием) на развитие энергетического сектора России посредством введения санкций в энергетическом секторе и ограничением свободного доступа к международным достижениям в технологии сжижения, методикам расчета и проектирования основного криогенного оборудования выявляется множество препятствий технического и технологического характера для быстрого развертывания и развития производства СПГ.

Развитие собственных инновационных технологий, используя накопленный опыт в тепловой, холодильной, криогенной отраслях, должно стать ключевым фактором успеха будущих российских проектов.

Естественное, в каждой отрасли: тепловой, холодильной, криогенной и СПГ, есть своя специфика, особенности и трудности. Поэтому при анализировании низкотемпературных ТКА для технологии СПГ будут аппроксимироваться общие черты этих разных отраслей энергетики с адаптацией в конструктиве компрессорного оборудования для технологии СПГ.

Достижение поставленной цели и выполнение задач проводилось на основе анализа мирового опыта проектирования оборудования для технологии СПГ, на основе многолетнего опыта проектирования научно-исследовательского института АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» и последующим изготовлением АО «Казанькомпрессормаш» большого номенклатурного ряда ГЦМ, МЦК и винтовых компрессорных машин.

При проектировании компрессорного оборудования для технологии СПГ одной из основных задач является выбор технологии сжижения природного газа. При рассмотрении данной задачи необходимо учитывать ряд факторов, влияющих на производительность, стабильность работы и надежность установки. Среди таких факторов, влияющих на конструктив технологического оборудования, в том числе компрессорного оборудования, имеются следующие:

- состав хладагентов;
- климатические условия и географическое положение;
- проектная производительность;
- наличие энергоресурсов;
- доступной среды охлаждения;
- технологические параметры (температура, давление и т.д.);
- нагрузка на оборудование в течение года и технологического цикла (пиковые нагрузки) и многие другие.

Все перечисленные факторы влияния делают каждый новый проект производства СПГ абсолютно уникальным, с собственным набором оборудования и процессов для подготовки и сжижения газа.

По данным мировых аналитических агентств, к 2030 году общее потребление энергии в мире вырастет от 10 до 16 процентов от уровня 2020 года, основная доля данного прироста придет на газ, за счет вытеснения угля газом в промышленности и бытовом секторе. Что, в свою очередь, связано с переходом ряда стран на стратегию развития «Углеродная нейтральность» и перевода технологий на экологически чистые источники энергии.

Около половины прироста потребления энергии будет приходиться на Азиатско-Тихоокеанский регион.

В свою очередь нужно отметить, что распределение залежей природного газа в России имеет неравномерное распределение, а именно:

-
- около 63 процентов запасов приходится на Западную Сибирь;
 - в пределах 2 процента на шельф острова Сахалин;
 - 13 процентов на Восточную Сибирь;
 - до 12 процентов на арктический шельф;
 - до 10 процентов на Европейскую часть Российской Федерации.

В соответствии с выше представленными данными можно заметить, что главной ресурсной базой газовой отрасли является Западная Сибирь, в настоящее время крупнейшие месторождения этого региона и европейской части России достигли пиковых значений и переходят в заключительную стадию эксплуатации добычи газа. Компенсация потерь осуществляется за счёт региона Ямало-Ненецкий автономного округа, а именно западной части полуострова Ямал и Надым-Пур-Тазовском регионе.

Для обеспечения потребностей по прогнозируемому приросту энергопотребления требуется освоение восточной части полуострова Ямал, западной части Гыданского полуострова, арктического шельфа (Штокмановское месторождение), Восточной Сибири.

Географическое положение месторождений природного газа является определяющим при определении метода транспортировки природного газа конечному заказчику, а именно:

- экспорт газа в Китай из Восточной Сибири более эффективен за счет трубопроводных поставок природного и попутного газов в связи с удаленностью газовых и нефтегазовых месторождений от морских акваторий;
- транспортировка газа с восточной части полуострова Ямал, Гыданского полуострова, севера Красноярского края, побережья Дальнего Востока, включая остров Сахалин, а также шельфовые проекты (Штокмановское месторождение), включая побережье Охотского моря и Северного Ледовитого океана, предпочтительна в виде сжиженного природного газа посредством газовоза. Что, в свою очередь, вызвано значительной отдаленностью данных месторождений от зоны единой системы газоснабжения.

Также данный метод перевозки СПГ даст преимущество Российской Федерации, а именно диверсификацию маршрутов поставок природного газа, что позволит оперативно подстраиваться к изменениям глобального рынка потребления природного газа в отличие от газопроводной транспортировки, которая сопряжена с возможными политическими рисками.

Реализация проектов по освоению вышеперечисленных месторождений с параллельным освоением и развитием производства сжиженного природного газа придаст дополнительный импульс для экономического, технологического и научно-технического роста смежных отраслей экономики Российской Федерации и позволит закрепить свои позиции в энергетическом секторе мировой экономики.

Крупнейшими разработчиками технологий СПГ являются такие компании, как Air Products and Chemicals Inc. (APCI), ConocoPhillips, Shell, Statoil, Linde AG, Axens. В качестве примера рассмотрим технологический процесс Double

MixedRefrigerant, где будут применены компрессорные установки смешанного хладагента.

Технологический процесс Double Mixed Refrigerant – DMR разработан компанией Shell для средне и крупнотоннажного производства СПГ с производительностью технологических линий от 2 до 5 млн тонн СПГ в год. По этой технологии спроектирован и построен завод СПГ на Сахалине. Производительность каждой из двух технологических линий составляет 4,8 млн тонн СПГ в год. Принципиальная схема процесса представлена на рисунке 1.

Процесс DMR использует спирально-навитые теплообменники производства компании Linde, как в основном цикле сжижения, так и в цикле предварительного охлаждения. Для привода компрессоров применяются газовые турбины.

Технология представляет собой два холодильных цикла смешанного хладагента.

Хладагент цикла предварительного охлаждения (СХА-1) - это смесь этана и пропана с добавлением небольших количеств метана и бутана, которая позволяет адаптироваться и быть эффективной в условиях низких температур окружающего воздуха путем изменения соотношения пропана и этана в смесевом хладагенте СХА-1. Преимущества данной технологии проявляется в условиях зимних температур (около минус 30 ОС), когда вследствие вариабельности составов хладагентов коэффициент ожижения природного газа достигает максимума.

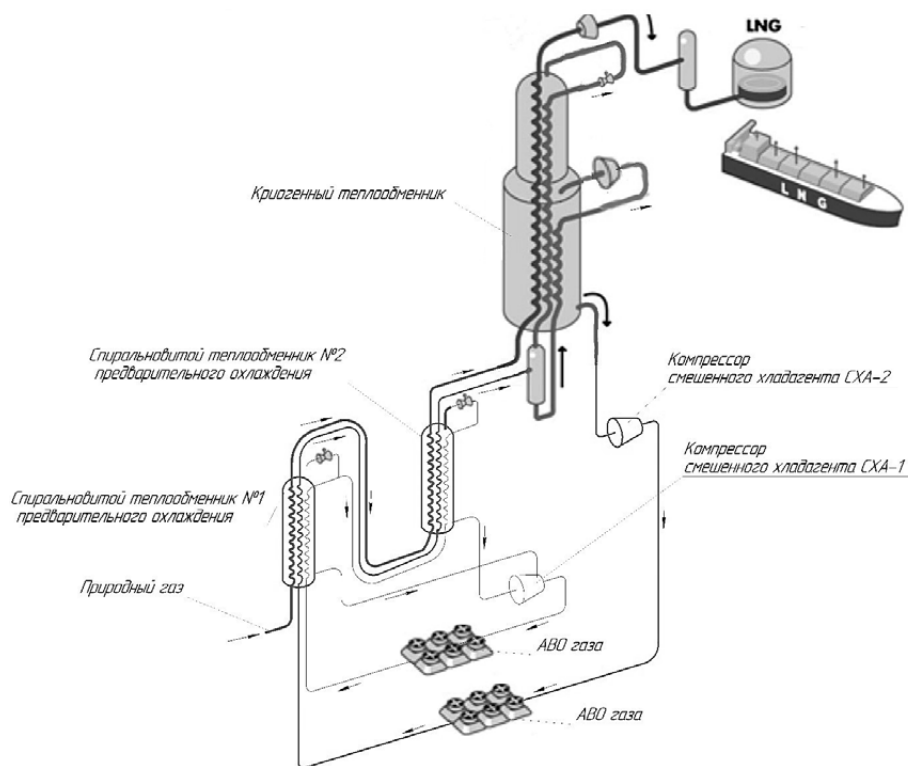


Рис. 1. Технология SHELL DMR

Хладагент (СХА-1) после сжатия двухступенчатым компрессором смешанного хладагента охлаждается в АВОГе и поступает в трубное пространство первого теплообменника предварительного охлаждения. На выходе из него поток разделяется на два потока. Первый поток дросселируется и поступает в межтрубное пространство первого теплообменника для охлаждения потока СХА-1, СХА-2 и природного газа. Второй поток направляется во второй теплообменник для дальнейшего охлаждения и дросселирования с последующим охлаждением потоков СХА-1, СХА-2 и природного газа. Пары смешанного хладагента из теплообменников поступают на компрессор смешанного хладагента 1 и цикл повторяется.

Очищенный природный газ и смешанный хладагент основного цикла сжижения (СХА-2) охлаждаются в цикле предварительного охлаждения до минус 50...минус 80 оС, проходя последовательно снизу-вверх по трубным пучкам теплообменников предварительного охлаждения.

СХА-2, состоящий преимущественно из метана и этана с добавлением некоторого количества пропана и азота, охлаждается в первом теплообменнике предварительного охлаждения и частично конденсируется в теплообменнике №2 предварительного охлаждения, после чего разделяется в сепараторе, и двумя потоками, жидким и газовым, поступает снизу в трубные пучки основного криогенного теплообменника.

Процесс охлаждения природного газа в основном криогенном теплообменнике происходит в два этапа. Природный газ с двумя отдельными потоками (жидким и газовым) смешенного хладагента (СХА-2) подается в трубные пучки спиральновитого криогенного теплообменника. Жидкая фаза СХА-2 охлаждается до минус 100 оС и выводится из теплообменника, понижает давление и возвращается обратным потоком в межтрубное пространство теплообменника для охлаждения природного газа, газовой и жидкой фазы СХА-2. Газовая фаза хладагента проходит холодную часть криогенного теплообменника, на выходе из него дросселируется и возвращается обратным потоком в межтрубное пространство теплообменника для охлаждения природного газа и газовой фазы СХА-2.

В основном криогенном теплообменнике природный газ при движении по трубным пучкам снизу-вверх сжижается и переохлаждается до температуры минус 153°С. После основного криогенного теплообменника сжатый и сжиженный газ расширяется в устройстве детандера до 0,12-0,13 МПа, охлаждается до температуры минус 161°С и направляется в резервуар для хранения.

Вывод

Согласно рассмотренным направлениям развития технологии СПГ и географическим особенностям расположения арктических газоконденсатных месторождений природного газа Российской Федерации (полуострова Ямал,

Гыданского полуострова, арктического шельфа) требуется принятие технических решений по технологии и технологическому оборудованию с целью снижения стоимости разработки данных месторождений.

Одно из основных направлений в области решения данной задачи будет ориентировано на применение средне и крупнотоннажных заводов надводного типа (плавучие заводы и заводы на платформах гравитационного типа). Применение данной концепции потребует проработки конструктивного исполнения компрессорного оборудования, а именно:

- учёта эксплуатации в условиях морского базирования под навесом в арктической зоне;
- концепции размещения и компоновки оборудования в условиях стесненного (ограниченного) пространства;
- реализации полной заводской готовности оборудования с целью минимизации монтажных и пусконаладочных работ.

Широкий диапазон изменения температур в течение года для данных районов строительства ведёт к изменению нагрузки на холодильный цикл и соответственно на производительность компрессорного оборудования.

Адаптация к представленным условиям эксплуатации реализуется использованием в цикле предварительного охлаждения этана, смеси пропана с этаном. По мере снижения температуры окружающей среды соотношение пропана и этана в смеси меняется в пользу этана, что вызывает понижение температуры газа на выходе, позволяя перераспределить нагрузки между предварительным охлаждением и сжижением, тем самым снижать нагрузки на основной криогенный теплообменник и повысить производительность технологической линии.

УДК 621.515

СОЗДАНИЕ НА АО «КАЗАНЬКОМПРЕССОРМАШ» СТЕНДА КОМПЛЕКСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ПРОЕКТОВ КРУПНОТОННАЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА СПГ

А.В. Савельев

**АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
Aleksandr.Savelev@niitk.ru**

Введение

Строительство стенда замкнутого контура предназначено для проведения комплексных испытаний компрессорной техники большой мощности под полной нагрузкой на модельном газе и рабочим числом оборотов.

Испытания на модельном газе, реальных нагрузках и рабочих оборотах позволяют получить достоверные характеристики испытуемых компрессоров.

Стенд должен обеспечить проведение газодинамических, механических испытаний под нагрузкой (при давлении нагнетания до 100 кгс/см²) и комплексных испытаний компрессоров используемых при производстве СПГ, компрессоров применяемых на нефтехимических и нефтеперерабатывающих предприятиях, нагнетателей природного газа, установок дожимных компрессорных станций, компрессоров сбора и утилизации попутного нефтяного газа в соответствии с требованиями API-617, в объёме механических 4 часовых испытаний и газодинамических испытаний в соответствии с требованиями ASME PTC 10-1997 с использованием модельных газов.

Испытаниям на стенде подвергаются одно, двух и трехсекционные компрессоры с последовательным расположением на одном валу привода и одного или нескольких корпусов сжатия, на масляных или магнитных подшипниках. При этом предусмотрено сжатие разных составов модельных газов.

Для обеспечения условия подобия при испытаниях компрессора, оговоренного в ASME PTC 10-1997, модельный газ получается путем смешивания азота, фреона и CO₂ с целью получения смеси газа с требуемым молекулярным весом.

Цели испытаний

Эксплуатационные испытания по ASME PTC-10, необходимы для подтверждения рабочих характеристик, проводятся по корпусно с учетом требований по обеспечению условий подобия. В связи с тем, что в требованиях ASME PTC-10 тип 2 отсутствуют требования по обеспечению частоты вращения и мощности подбор модельного газа упрощается. Подбор модельного газа по обеспечению критериев по условному числу Маха (Mu) и Рейнольдса (Re) выполняется за счет применения более тяжелого газа (Фреон, CO₂, Азот).

Комплексные и механические испытания при полной частоте (FSNL) вращения необходимы для подтверждения возможности работы на максимальных оборотах. Согласно API-617 допускаются проводить при пониженной мощности, что на практике обычно обеспечивается за счет вакуумирования корпусов сжатия, в связи с чем подбор модельного газа не требуется. Так же в связи с отсутствием газа в контуре и отсутствием газодинамической составляющей мощности, привод должен обеспечить только компенсацию механических потерь и может быть подобран на пониженную мощность.

Комплексные испытания и испытания под полной нагрузкой FSFLT необходимы для подтверждения расчетного давления, расчетной мощности и максимальной непрерывной частоте вращения. Проводятся в соответствии с требованиями заказчика и требованиями, оговоренными в API-617.

Подбор модельных газов для проведения комплексных испытаний компрессоров и испытаний FSFLT осуществляется из условия обеспечения проведения данного типа испытаний с учетом ограничений по возможности

применения модельных газов, обеспечения ограничений по максимальным температурам и т.д. В настоящее время не существует методики для автоматизированного подбора модельных газов, подбор осуществляется в каждом случае индивидуально методом перебора и анализа результатов расчета компрессора на модельном газе.

Основные принципы подбора модельного газа:

- для обеспечения рабочей частоты вращения, молярная масса (μ) модельного газа должна быть равна или легче молярной масс рабочего газа;
- для обеспечения возможности работы на рабочей частоте вращения при высоком отношении давления, показатель адиабаты модельного газа (k) должен быть не выше показателя адиабаты рабочего газа.

Общие принципы проведения испытаний

Механические испытания компрессорных установок должны проводиться на рабочей частоте вращения, с использованием штатного либо стендового оборудования, включая приводной электродвигатель, трансмиссию, агрегат смазки, уплотнений и т.п.

Замер давления и температуры по входу и выходу из секции (корпуса сжатия) должен проводиться в соответствии с требованиями стандарта ASME PTC 10-1997 на прямолинейных участках, с обязательным использованием дублирования по каждому замеру. Замер расхода газа при испытаниях, должен проводиться с использованием стандартизованных расходомерных устройств, выполненных по ГОСТ 8.586.1-2005 и устанавливаемых на нагнетательных линиях секций компрессора.

Требования к оборудованию стенда

Стенд должен состоять из двух участков. Крытый сборочный участок, где проводится сборка и испытания компрессоров, системы смазки, системы уплотнений и др.

Участок должен быть обеспечен стендовым электродвигателем. Участок испытательного контура на открытой площадке с расположением газовых контуров, аппаратов охлаждения газа, ресиверов, запорной и регулирующей арматуры, вспомогательных систем.

Стенд должен быть оборудован:

- азотной станцией;
- ресивером модельных газов (Азот, Фреон, CO₂);
- ресивером смешанного газа;
- блоком компрессоров закачки и откачки модельного газа из испытательных контуров;
- межблочными трубопроводами, отсечной и регулирующей арматурой;

-
- стендовой системой газопровода высокого давления, включая газоохладители и запорно-регулирующую арматуру на рабочее давление до 100 кгс/см²;
 - стендовой системой охлаждения газового контура;
 - стендовой системой подпитки контура модельным газом (Азот, Фреон, СО₂).
 - способ контроля компонентного состава смеси модельных газов производить посредством прибора хроматограф. Состав газа, заполненного в контуре, осуществить за счет дозированного процентного соотношения газа;
 - стендовой системой обеспечения сжатым, технологическим воздухом;
 - стендовой системой водоснабжения (при необходимости);
 - стендовой системой обеспечения подвода (питания) электроэнергии;
 - стендовым электродвигателем мощностью до 80 МВт и система электропитания на 10 и 35 кВ, для стендового и штатного электродвигателей;
 - стендовыми системами для проведения испытаний с приводом от ГТД 130 МВт
 - системой обеспечения топливным газом ГТД
 - стендовой системой вакуумирования газового контура и корпусов сжатия;
 - стендовой системой автоматизации и управления с системой необходимых датчиков;
 - грузоподъемной и транспортировочной системой сборочного участка: кран-балкой грузоподъемностью на максимальную массу единичных узлов не менее 250 т;
 - системой частотного регулирования стендового электродвигателя.

Востребованность стенда

Объектом испытаний являются опытные образцы центробежных компрессоров. Опытный образец будет получен по результатам научно-исследовательской работы по внедрению в линейку выпускаемой продукции АО «Казанькомпрессормаш» центробежных компрессоров смешанного хладагента, работающих в технологии получения сжиженного природного газа на основе изучения и проработки конструктивного исполнения, технических требований, предъявляемых к компрессорному оборудованию, изучение технологических процессов, в которых задействовано компрессорное оборудование, а также анализ международного опыта по созданию низкотемпературных центробежных корпусов сжатия, участвующих в технологии СПГ с последующим использованием полученных данных при создании и внедрение в линейку выпускаемой продукции АО «Казанькомпрессормаш» центробежных компрессоров смешанного хладагента.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВНУТРИТРУБНЫХ ОТЛОЖЕНИЙ НА ТЕПЛООТДАЧУ ТЕПЛООБМЕННИКОВ РАЗЛИЧНОГО ТИПА

Д.С. Кузьмин

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
dmitriy.kuzmin@niitk.ru

Введение

Теплообменное оборудование – это важная составляющая любого энергетического агрегата, будь это компрессорная установка, атомная электростанция, двигатель внутреннего сгорания или что-либо другое. На их долю в экономике закладываются большие материальные ценности, причём как на создание, так и на сервис в период эксплуатации.

Для уменьшения стоимости и увеличения эффективности работы ведутся разработки по интенсификации процесса теплообмена [1]. Однако остаётся нерешённым вопрос загрязнения этих аппаратов во время эксплуатации. Существует несколько видов этих загрязнений: неорганические (коррозия, осадки и накипь) и органические (бактериальное, водоросли, мидии и т.д.) [2-3]. Особенно сильно встаёт вопрос об уменьшении водных отложений накипи внутри трубок или на поверхностях пластин теплообмена в пластинчатых теплообменниках [4].

Цель

Анализ изменения интенсивности со временем эксплуатации, а также теоретическое сравнение нескольких видов теплообменников по интенсивности отложений.

Основная часть

Отложения в виде накипи в первую очередь зависят от самого состава воды, чем больше в воде солей и её показатель жёсткость G (мг-экв/л), тем больше будет интенсивность откладывания этих отложений на стенке, а, следовательно, её толщина, которая напрямую влияет на коэффициент теплопередачи k (1).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}}} \quad (1)$$

где $\alpha_{в}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности, Вт/(м²·К); δ_i – толщина i -го слоя, м; λ_i – теплопроводность i -го слоя, Вт/(м·К); $\alpha_{н}$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности, Вт/(м²·К).

В работе [5] была выведена экспоненциальная зависимость (2) толщины накипи от времени и влияние этих отложений на теплообменные характеристики. Однако данная модель, описанная Дахиным О.Х. неидеальна, т.к. говорит о большой разности количества отложений в зависимости от перемещения в канале, т.е. отложения уменьшаются к концу и будут максимальны в самом начале.

$$\delta_H(\tau) = \delta_H^*(1 - e^{-k\tau_c}) \quad (2)$$

где δ_H^* – предельная толщина накипи, при которой поток образования отложений равен потоку сноса, м; τ_c – время процесса образования отложений (время работы аппарата), с; k – поправочный коэффициент.

Чуть позже в труде [6] для прямых гладких и витых трубок экспериментальным путём была найдена зависимость интенсивности отложений (3) от большего количества параметром. Она лучше показывает равномерность распределения и рост кристаллов внутри теплообменных трубок с водой, содержащей различные по параметрам соли, что больше коррелирует с экспериментальными данными.

$$J = 0,6 \left(\frac{l}{d}\right)^{0,25} W^{-n} G^k t^q \tau^{0,5} \quad (3)$$

где J – интенсивность отложений, мг/м²; l – длина теплообменной трубки, м; d – внутренний диаметр (гидравлический диаметр) теплообменной трубки, м; W – скорость воды, как охлаждающего теплоносителя, м/с; n – коэффициент, зависящий от времени; G – жёсткость воды, (мг-эquiv)/л; k – коэффициент, зависящий от времени; t – средняя температура воды, °С; q – коэффициент, зависящий от времени; τ – время работы аппарата, ч.

Влияние жёсткости воды и последующее образование дополнительного термического сопротивления на ухудшение теплообмена очевидно, и можно было бы сделать вывод, что можно использовать дистиллированную воду, которая к тому же мало смачивает поверхность нержавеющей стали, как типичного представителя материала для стенки теплообменной трубки, однако же наоборот, вода не бывает идеально чистой и при повышенном рН начинает уволкивать за собой ионы металлов [7, 12], пытаясь забрать с собой частички металла образуя окислы и водород с углекислым газом, а также из работы [8] выяснено, что дистиллированная вода смачивает поверхность уже при небольшой скорости, к тому же такая вода обходится дороже нежели минерализованная. Поэтому такую воду не рекомендуется применять в теплообменных аппаратах, за исключением ряда случаев.

Рассмотрим теплообмен масла (перепад температур 65–40°С, расход 10кг/с) ТП-22С с охлаждающей водой (перепад температур 30–40°С, расход находился в пакете Aspen EDR) у трёх разных теплообменников: кожухотрубчатого теплообменника с прямыми гладкими трубами, кожухотрубчатого теплообменника со змеевиками малого радиусагиба и пластинчатого теплообменника.

а) Для расчёта отложений кожухотрубчатом теплообменнике с прямыми гладкими трубами была использована формула (3), результаты данных вычислений на рисунках 1-3.

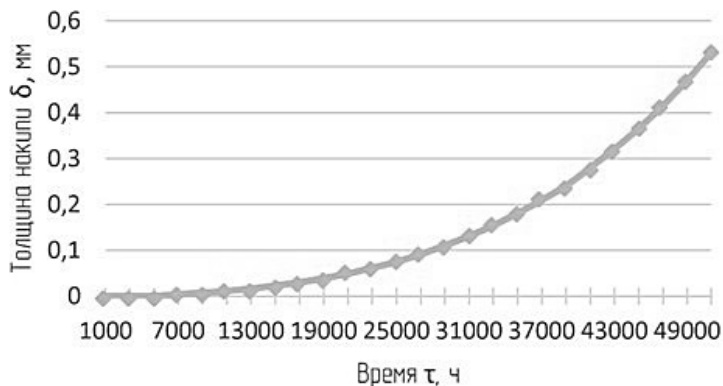


Рис. 1. График зависимости толщины накипи от времени работы теплообменного оборудования

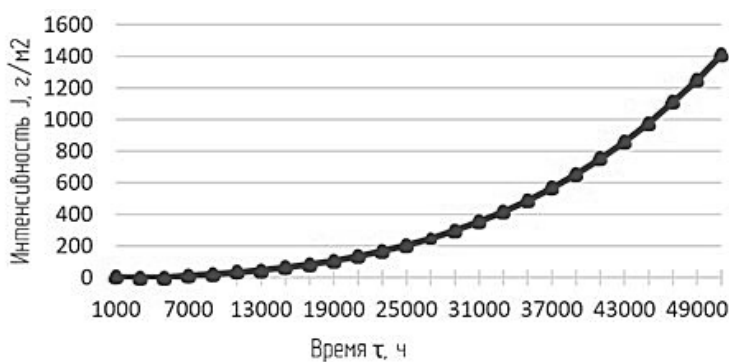


Рис. 2. График зависимости интенсивности отложений от времени работы теплообменного оборудования

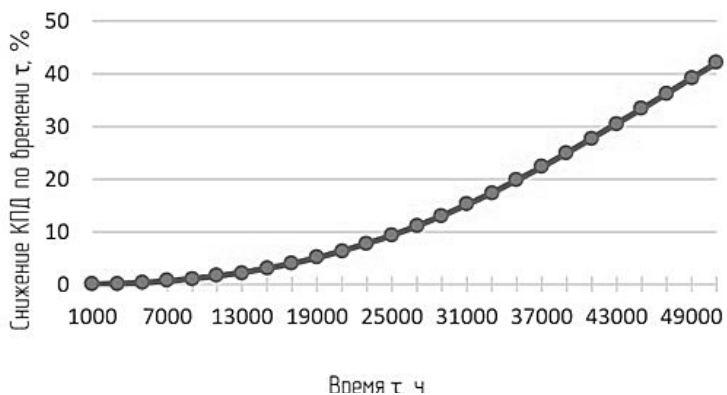


Рис.3. График зависимости снижения КПД от времени работы теплообменного оборудования

Данные зависимости показывают нам, что параметры теплообмена изменяются экспоненциально и чем больше проходит времени, тем интенсивнее процесс образования новых отложений внутри труб.

б) При расчёте отложений в змеевиках малого радиусагиба (рис. 5) было сделано исключение о том, что накипь внутри теплообменных трубок также рассчитывается по формуле (3). Тем не менее интенсивность отложений должна отличаться от прямых трубок, т.к. при малом отношении внутреннего диаметра трубки к диаметру самого змеевика увеличивается критическое число Рейнольдса, которое, в свою очередь, задерживает поток в ламинарном режиме течения [9], но также в проточной части змеевиков возникают вторичные потоки и из-за центробежных сил возникает разница скоростей в поперечном сечении потока [10] (рис. 4), что частично нивелирует большое $Re_{кр}$.

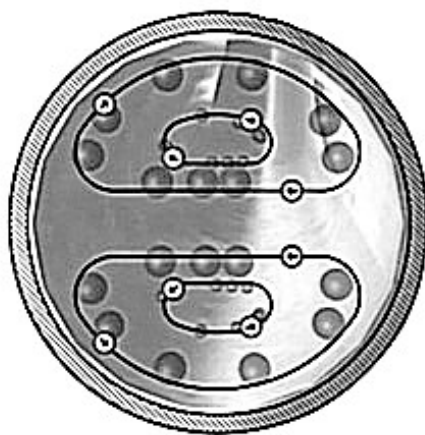


Рис. 4. Схема циркуляционного движения теплоносителя в поперечном сечении криволинейного канала

При рассмотрении случая для маслоохладителя с ЗМРГ стоит отметить, что диаметр трубок меньше, чем в маслоохладителе с трубками прямого типа, а, следовательно, интенсивность отложений в ЗМРГ должна увеличиться.



Рис. 5. Сборка из теплообменных трубок-змеевиков малого радиусагиба

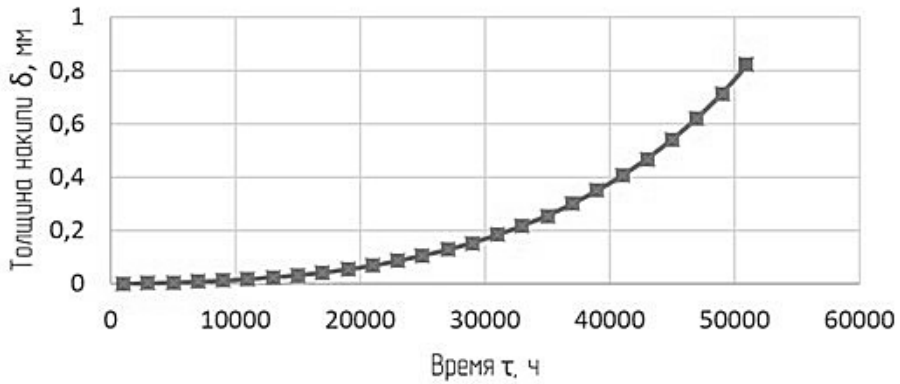


Рис. 6. График зависимости толщины накипи от времени работы теплообменного оборудования

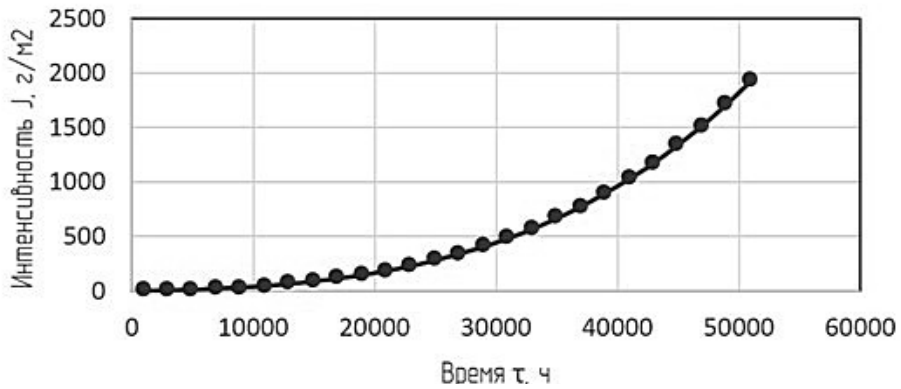


Рис. 7. График зависимости интенсивности отложений от времени работы теплообменного оборудования

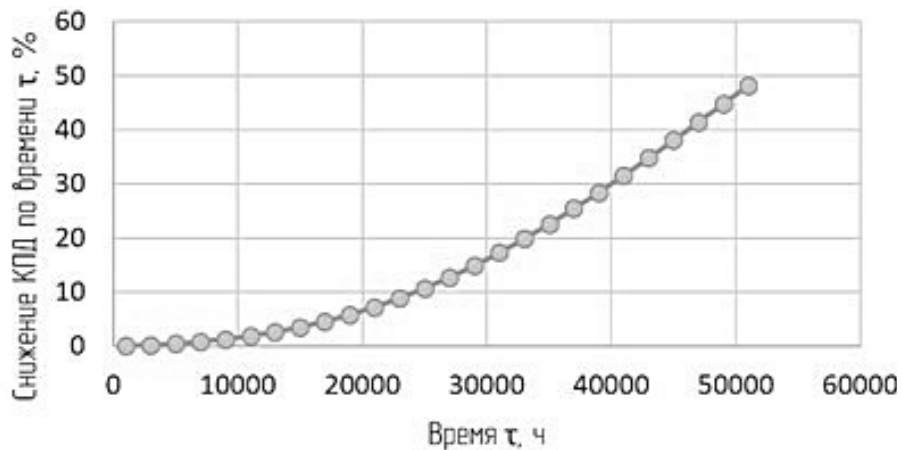


Рис. 8. График зависимости снижения КПД от времени работы теплообменного оборудования

Исходя из рис. 6-8 и пренебрежения различиями в геометрии ТО, можно сделать вывод, что кожухотрубные теплообменники с трубками в виде змеевиков с малым радиусомгиба быстрее заполняются отложениями, нежели прямые гладкие или витые трубки того же КТО.

в) с пластинчатыми теплообменниками обстоит немного иная ситуация, в них зазор между пластинами составляет порядке 2-5 мм, в зависимости от конструкции аппарата, и также существует эффект неравномерного объема соседних пластин, т.к. нагреваемая и охлаждаемая жидкости могут циркулировать при различных давлениях и область с большим давлением стремиться к расширению во всех направлениях, поэтому сужает объем в соседних пластинах [4, 10-11]. Исходя из вышесказанного и неупомянутых параметров, влияющих как на коэффициент теплоотдачи, так и на интенсивность загрязнений, вычислить теоретически интенсивность отложений невозможно.

Заключение

Таким образом были выяснены примерные сроки до режима недорекуперации для аппаратов с маленьким коэффициентом поверхностного запаса, после или перед которым стоит применять различные способы очистки теплообменной поверхности. Также было выяснено, что кожухотрубчатые теплообменники с прямыми трубками и с запасом по поверхности 10% должны пройти очистку после 25000 часов работы, а ЗМРГ уже спустя 23000-24000 часов.

Список литературы

1. Хурматов А.М., Рахимов Г.Б., Муртазаев Ф.И. Интенсификации процессов теплообмена в трубчатых теплообменниках //Universum: технические науки: электрон. научн. журн. 2021. 11(92).
2. <https://vk.com/@heatclubmagazine-vidy-zagryaznenii-teploobmennogo-oborudovaniya-i-sistem-tepl>.
3. https://studopedia.net/4_62193_vidi-zagryazneniya-teploobmennikov.html?ysclid=ltfdagoeq1129230659.
4. Елистратова Ю.В., Семенов А.С., Минко В.А. Актуальность моделей загрязнения для диагностики состояния пластинчатых теплообменников // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2020. № 10. С. 33-40. DOI: 10.34031/2071-7318-2020-5-10-33-40.
5. Дахин О.Х. Исследование кинетики образования отложений осадка на стенках теплообменной аппаратуры // Химия и химическая технология. Волгоград. 1978. С. 237-268.
6. Татаринцев В.А. Особенности накипеобразования в трубах теплообменных аппаратов // Вестник ЮУрГУ. Серия: Энергетика. 2022. №1.
7. https://www.aquasector.com/knowledge/statya_pro_korroziyu_nerzhavayushhej_stali?ysclid=ltfjtsedz1825861150.

-
8. Орлова Е.Г., Феоктистов Д.В., Батищева К.А. Экспериментальное исследование процесса растекания капли дистиллированной воды на нержавеющей стали. XXI Международная научная конференция «СОВРЕМЕННАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ».
 9. Процессы химической технологии: Пер. с польск. / Д-р инж. Януш Циборовский, проф.; Под ред. П.Г. Романкова. Ленинград: Госхимиздат. [Ленингр. отд-ние], 1958. С. 53-54.
 10. <https://ateks38.ru/tpost/lc28ld4rmo-plastinchatie-apparati-delo-tonkoe-chast>.
 11. Зеттлер Х.У. Влияние свойств поверхности и распределения потока на загрязнение поверхностей теплообмена. СПб.: Страта, 2014. 452с.
 12. Благин Е.В., Шиманов А.А., Анисимов М.Ю., Угланов Д.А., Паньшин Р.А. Исследование влияния процесса накипеобразования в теплообменниках предварительного подогрева дистилляционной опреснительной установки на эффективность их работы // Вестник Международной академии холода. 2019. №2. С. 37-42.

УДК 621.515

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ МУЛЬТИПЛИКАТОРА С РАЗДВОЕНИЕМ ПОТОКА МОЩНОСТИ

А.В. Соболев, А.Р. Габдрахманов

**АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
aleksandr.sobolev@niitk.ru**

Введение

В рамках развития импортозамещения основного оборудования УК «Группа ГМС» специалистам АО «НИИтурбокомпрессор» и АО «Казанькомпрессор-маш» была поставлена задача – разработка и изготовление зубчатых передач, обладающих современными конструктивными и технологическими решениями, для использования в составе КС.

Мероприятия по выполнению поставленной задачи были начаты с анализа конструкций зубчатых передач, изготавливаемых в настоящее время ведущими мировыми производителями, а также приняты основные концептуальные решения при разработке конструкции основных узлов. При этом зубчатые передачи должны быть изготовлены в соответствии с требованиями международных стандартов. При разработке технической документации были реализованы ряд новых конструктивных решений, потребовавших освоение качественно нового технологического процесса сварки корпуса и высокоточной механической обработки подшипниковых узлов. Данное решение позволило изготовить изделие, конкурентоспособное на мировом рынке.

1. Описание конструкции

Конструкция корпуса представляет собой сварную сборочную единицу, в состав которой входят детали, изготовленные из листовой стали при помощи гидроабразивной резки. Используя около 30 разновидностей заготовок, имеющих простые геометрические формы, формируется картер и крышка мультипликатора. Эстетичные формы корпуса удовлетворяют высоким требованиям дизайна, обеспечивая при этом безопасность, простоту и надежность конструкции.

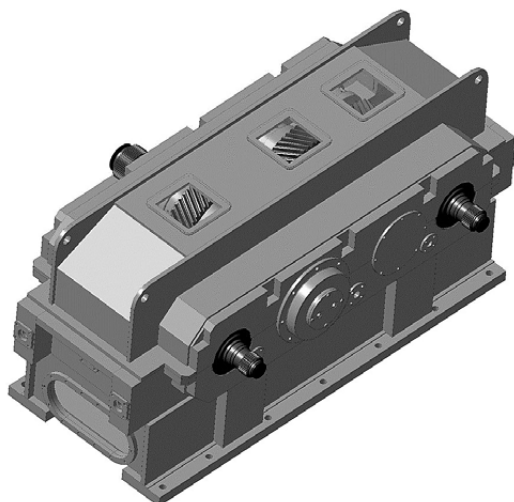


Рис. 1. Мультипликатор

К основным узлам, обеспечивающим долговечность зубчатой передачи, относятся подшипники. В мультипликаторе в качестве опор шестерен использованы четырехклиновые цилиндрические подшипники с подводом смазки. В качестве опор колеса используются подшипники с тонкостенными вкладышами. Для осевой фиксации колеса применяются колодочные подшипники с индивидуальным подводом смазки. Детали и узлы подшипников изготавливаются с высокой точностью, что исключает операцию финальной обработки подшипников в корпусе, а также трудоемкий процесс доработки подшипников по месту при их замене.

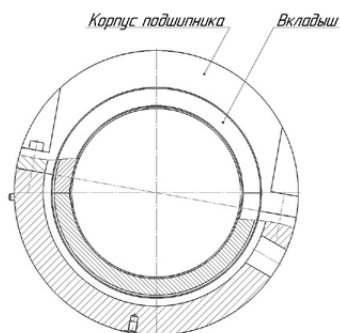


Рис. 2. Подшипник в сборе

Принятые технические решения позволяют повысить надежность тяжело нагруженных высокоскоростных опор трения, вследствие снижения рабочей температуры, минимизировать трудозатраты при техническом обслуживании, а также значительно снизить металлоемкость деталей, поставляемых в комплектах ЗИП, т. к. в поставку будут входить только колодки и вкладыши. Материал корпуса подшипника и основы вкладыша – сталь 20, в качестве антифрикционного материала применен баббит Б-83.

2. Реализованные технические решения

Для повышения технического уровня зубчатой передачи, при разработке конструкторской документации и технологического процесса изготовления, были использованы следующие прогрессивные решения:

Корпус

Применена сварная конструкция корпуса мультипликатора (рис. 3) Конструкция корпуса обеспечивает соосность вращающихся элементов передачи во всех режимах нагрузки, а также предотвращает опасные деформации, вызванные влиянием температуры, крутящего момента, внешних усилий и моментов.

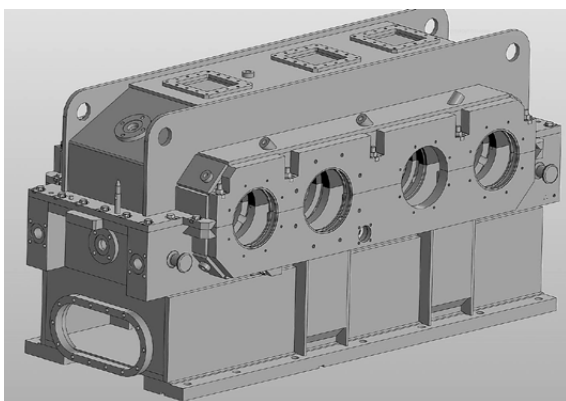


Рис. 3. Корпус в сборе

Подвод масла осуществляется через фланцевое соединение. Разводка смазки к потребителям организована внутри картера посредством каналов, выполненных сверлением (рис. 4). Данное решение сводит к минимуму обвязку наружными трубопроводами мультипликатора.

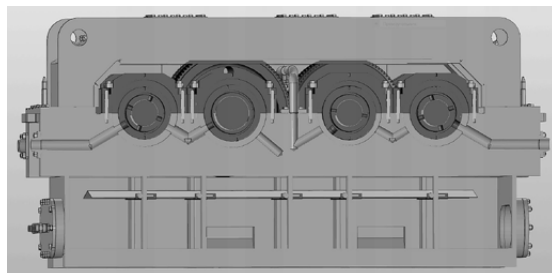


Рис. 4. Масляные каналы в корпусе

Наличие во внутренних каналах для подвода смазки резьбовых участков, а также возможность демонтажа технологических заглушек на торце картера, позволяет оптимизировать расходы для каждого отдельно взятого потребителя из вне (не разбирая мультипликатор).

Для обеспечения совпадения оси отверстий под установку датчиков температуры в корпусе с аналогичными отверстиями в подшипниках, положение отверстий «привязано» к одной базе – торцевой поверхности корпуса, имеющей повышенную степень точности по отклонениям размеров. Указанная технология изготовления обеспечивает 100% готовность подшипника к монтажу, что исключает дополнительные доработки подшипника при его замене в условиях компрессорной станции.

Зубчатая передача

С целью уменьшения габаритов мультипликатора, материалоемкости, а также снижения потерь зубчатая передача после предварительного зубофрезерования подвергается цементации. Далее проводится профильное зубошлифование с получением высоких характеристик по прочности, износостойкости зубчатой передачи, обработанной данным видом химико-термической обработки (рис. 5).

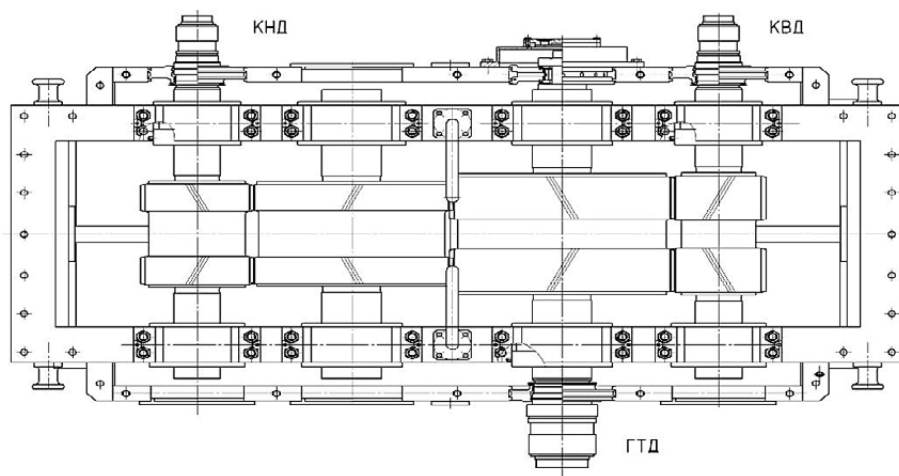


Рис. 5. Схема мультипликатора:

Условные обозначения: bw – рабочая ширина венца; d – длительный диаметр; z – число зубьев; da – диаметр вершин зубьев; m – модуль; df – диаметр впадин зубьев; β – угол наклона; aw – межосевое расстояние.

Параметры зацепления представлены в табл. 1–5.

Таблица 1. Зубчатое зацепление ГТД-КВД.

Параметр	z	m	β	X	d	da	df	aw	bw
Шестерня	46	5	22,5	0,151	248,95	260,423	235,46	421	270
Колесо	109			0,167	589,904	601,51	576,574		260

Таблица 2. Зубчатое зацепление ГТД-КВД.

Параметр	z	m	β	X	d	da	df	aw	bw
Шестерня	46	5	22,5	0,151	248,95	260,423	235,46	421	270
Колесо	109			0,167	589,904	601,51	576,574		260

Таблица 3. Зубчатое зацепление ГТД-промежуточное колесо.

Параметр	z	m	β	X	d	da	df	aw	bw
Шестерня	98	5	22,5	0,312	530,372	543,398	518,492	562,5	170
Колесо	109			0,167	589,904	601,51	576,574		170

Таблица 4. Зубчатое зацепление промежуточное колесо-КНД.

Параметр	z	m	β	X	d	da	df	aw	bw
Шестерня	55	5	22,5	0,194	297,658	309,504	284,598	416,5	180
Колесо	98			0,312	530,372	543,398	518,492		170

Таблица 5. Фактический коэффициент запаса прочности Sf (AGMA).

Наименование	Коэффициент запаса прочности	Зубчатое зацепление			
		ГТД-КВД	ГТД-КВД	ГТД-ПК	ПК-КНД
Шестерня	По контактным напряжениям	1,76	2,42	3,28	2,20
	По напряжениям изгиба	1,77	2,44	2,32	2,13
	По задиру	17%	32%	58%	33%
Колесо	По контактным напряжениям	1,76	2,42	3,28	2,20
	По напряжениям изгиба	1,95	2,70	2,31	2,36
	По задиру	19%	34%	63%	32%

Подшипники

Радиальные подшипники. Опорами зубчатого колеса и вал-шестерен служат разъемные цилиндрические подшипники скольжения гидродинамического типа (рис. 6, 7, 8). Верхняя и нижняя части корпуса подшипника соединены между собой призонными болтами, позволяющими гарантированно фиксировать взаимное положение деталей при обработке и контроле размеров. Опорные вкладыши фиксируются от проворота в корпусе при помощи штифтов, определяющих положение вкладышей относительно корпуса подшипника.

Для обеспечения высоких требований параллельности и несоосности валов расположены регулируемые и нерегулируемые корпуса подшипников расположены в корпусе в «шахматном порядке». Данное решение позволяет оптимизировать пятно контакта в зубчатом зацеплении для полной нагрузки. Регулировка происходит путем изменения количества регулируемых пластин, размещенных под сухарями, по горизонтали и вертикали. Регулируемые пластины выполнены из калиброванной по толщине металлической ленты.

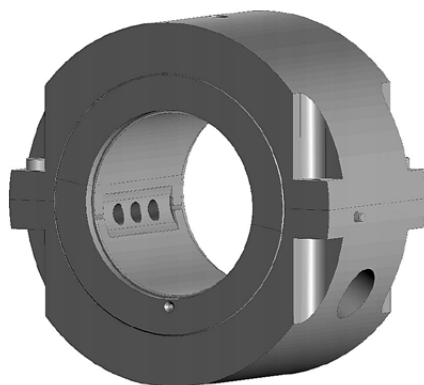


Рис. 6. Опорный подшипник

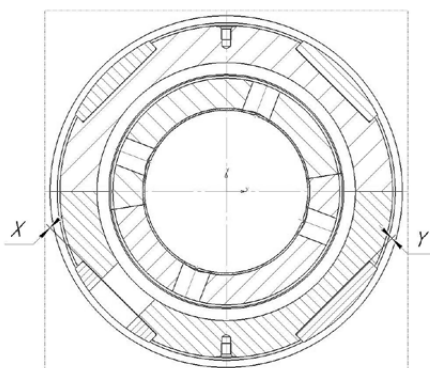
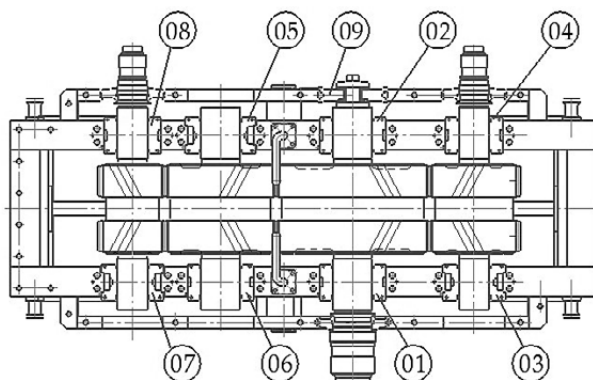


Рис. 7. Опорный подшипник с регулируемыми пластинами



№ подш.	Тип подшипника
01	Опорный
02	Опорный
03	Опорный регулируемый
04	Опорный
05	Опорный регулируемый
06	Опорный
07	Опорный регулируемый
08	Опорный
09	Упорный колодочный

Рис. 8. Схема расположения подшипников

Упорный подшипник. Для осевой фиксации зубчатой пары относительно картера, а также для восприятия внешних осевых усилий на свободной стороне колеса зубчатого установлен упорный колодочный подшипник (рис. 9). Фиксация осуществляется при помощи упорных поверхностей, расположенных на колесе зубчатом, сопрягаемых с рабочими поверхностями колодок упорного подшипника.

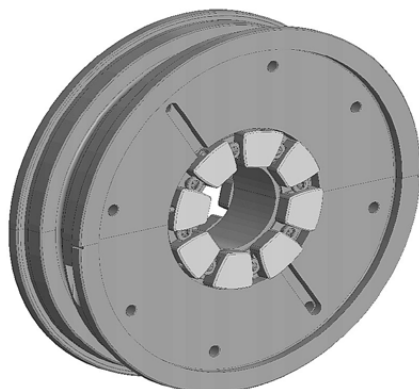


Рис. 9. Упорный подшипник

Уплотнение вала

Для уплотнения валов мультипликатора и исключения утечек масла по поверхностям валов используются лабиринтные втулки (рис. 10). Конструкция втулок имеет ступенчатую форму, предусматривает три ступени уплотнительных элементов и наличие камеры для подвода барьерного воздуха.

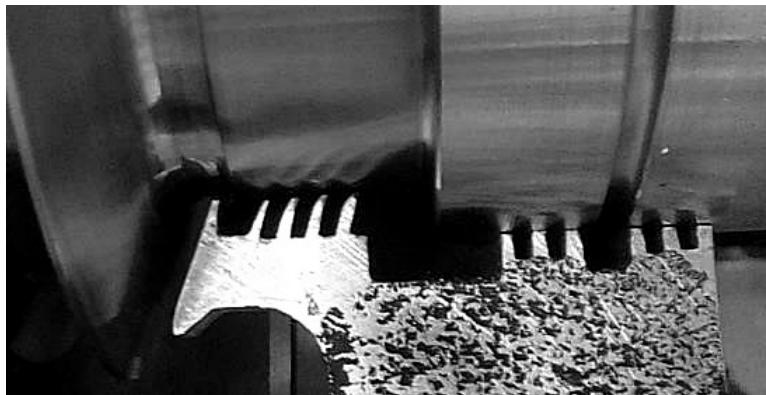


Рис. 10. Уплотнение валов

3. Испытания

Для определения эффективности принятых конструктивных решений и качества изготовления были проведены испытания мультипликатора (рис. 11, 12). В ходе проведения испытаний было установлено, что на максимальном режиме частота вращения вал-шестерни КВД 12333 об/мин, что соответствует максимально допустимой окружной скорости в зубчатом зацеплении 160 м/с.

При температуре масла на входе в подшипники более 50°C максимальная температура подшипников не превышала 90°C , показатели виброперемещения валов имели удовлетворительные результаты.

Дополнительно была произведена проверка работоспособности мультипликатора на реверсивном режиме. Отклонений не выявлено.

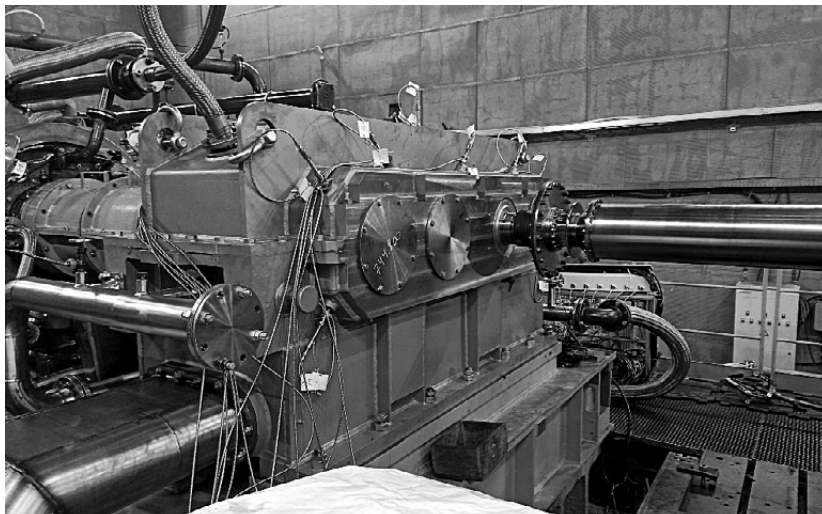


Рис. 11. Испытание мультипликатора

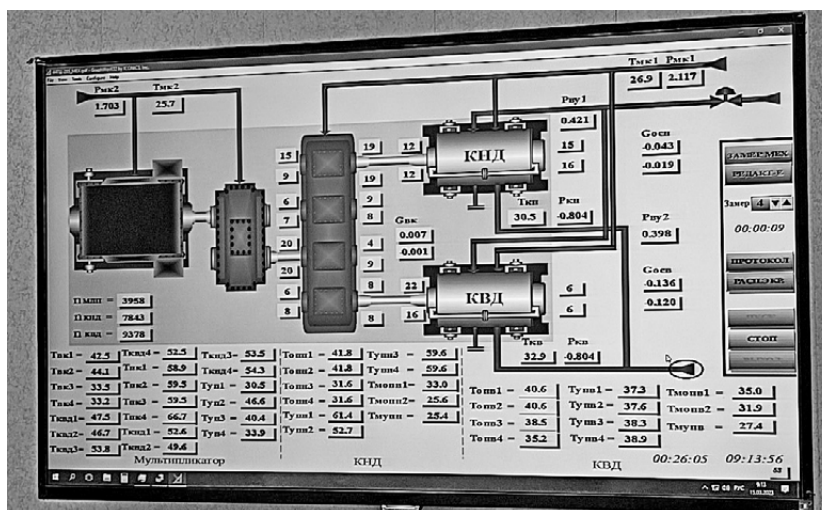


Рис. 12. Вибромониторинг эксплуатационных характеристик мультипликатора при испытаниях

Заключение

Принятые конструктивные и технологические решения обеспечили изготовление современного изделия с техническими показателями, соответствующими требованиям международных стандартов и использованы в проекте 44ГЦ2-285/8-103 ГТУ (Термокарстовое ГKM).

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПРЕССОРА ОТПАРНОГО ГАЗА В ПРОЕКТЕ МУРМАНСКИЙ СПГ

А.С. Зиганшин, О.Л. Кузьмин

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
artur.ziganshin@niitk.ru

В последние годы от заказчиков все чаще поступают запросы по проектированию компрессорных агрегатов для технологии сжижения природного газа. Отсутствие опыта изготовления в Российской Федерации компрессоров, работающих для сжатия газов до криогенных температур (-150°C) и ниже, требует освоение новых технических решений, защищенных патентами, адаптация существующих технологических решений производства под новые требования, предъявляемых к оборудованию, оформлением полезных моделей, научных отчетов. Для внедрения новых ступеней ЦК, новых регулируемых входных направляющих аппаратов, материалов в конструкции корпусов сжатия на производстве АО «ККМ» потребуется модернизация технологий изготовления, испытания, процесса контрольной сборки компрессорных установок.

В ходе текущего доклада будут рассмотрены компрессоры отпарного газа, входящие в состав крупнотоннажного СПГ-проекта на основаниях гравитационного типа в Мурманской области.

Конструктивное исполнение компрессора отпарного газа

Требования, предъявляемые к компрессорам отпарного газа. При анализе мирового опыта производства низкотемпературных корпусов сжатия и мирового рынка эксплуатации холодильных и технологических турбомашин можно выделить высокие требования, предъявляемые к компрессорам отпарного газа, а именно:

- частые пуски и остановки (циклические пуски);
- устойчивость к резким (за несколько секунд) перепадам температуры из-за снижения температуры на всасывании от окружающей среды до минус 160°C ;
- требования по увеличенному межремонтному периоду (текущий, средний и капитальный ремонт) и безостановочной работы оборудования;
- требования к широкому диапазону регулирования производительности компрессора;
- требования к применяемым материалам.

Описание компоновочного решения агрегата и корпусов сжатия, материальное исполнение основных узлов. Компримирование отпарного газа осуществляется двумя корпусами сжатия (рис.1): корпусом низкого давления

и корпусом высокого давления. Вход газа в корпус компрессора осуществляется через всасывающий патрубок, последующую всасывающую камеру и входной направляющий аппарат, который преобразует радиально вошедший поток газа в осесимметричный поток, входящий в первую ступень компрессора.

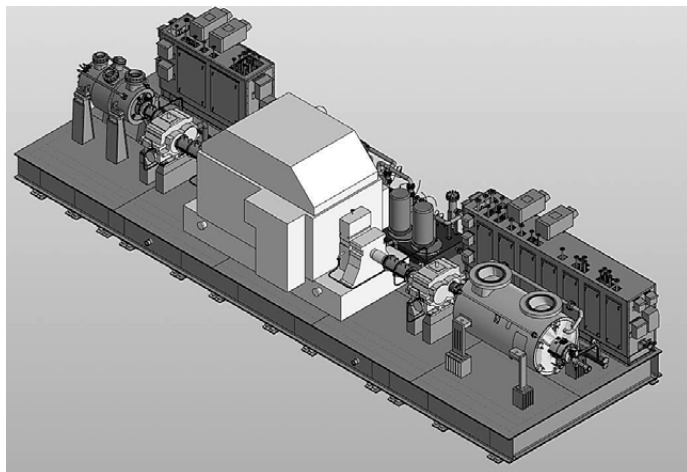


Рис. 1. Компрессорный агрегат

КНД представляет собой семиступенчатую односекционную центробежную машину (диаметры рабочих колес – 900 мм, 900 мм, 900 мм, 900 мм, 840 мм, 840 мм, 750 мм).

КВД представляет собой восьмиступенчатую двухсекционную центробежную машину с диаметрами рабочих колес 533 мм.

Компрессоры отпарного газа имеют периодический режим работы (циклический), что в свою очередь ведёт к температурным нагрузкам. Возникают многократные циклы нагрева – охлаждения, что может вызывать изменения геометрии деталей.

Одним из основных легирующих элементов, эффективно влияющих на характеристики сталей в области криогенных температур, является никель. Изменением его концентрации в сталях, а именно его увеличение ведет к росту предела текучести, временного сопротивления и ударной вязкости.

Опыт проектирования и применения материалов для цилиндра, крышек корпуса, статора (камер всасывающих, диафрагм, ВНА, стенки разделительной) в низкотемпературном компрессорном оборудовании показывает необходимость применения коррозионностойких сталей со стабильным аустенитом, таких, как сталь ASTM A182 F XM-19, изготавливаемой по иностранному стандарту.

Одним из определяющих факторов при подборе материального исполнения роторной части компрессора (валы, рабочие колеса) является низкий коэффициент линейного расширения, при сохранении высоких механических свойства и при низкой температуре металла. Для решения данной задачи предлагается применять сталь с пределом текучести $\sigma_T \geq 785$ МПа.

Алюминий и его сплавы также широко применяются в качестве материалов для криогенного оборудования, так как отличаются сочетанием удовлетворительных технологических и эксплуатационных качеств, а также являются криогенными материалами.

Данный тип материала нашёл применение в лабиринтных уплотнениях. Изготовление данных элементов закладывается из алюминиевого сплава АК6 ГОСТ 4784-97

Главный электродвигатель – асинхронный четырехполюсный электродвигатель номинальной мощностью 20 МВт, напряжением 6,6 кВ, частотой сети 50 Гц, частотой вращения 1495 об/мин, в качестве охладителя используется 60% раствор этиленгликоля, двигатель имеет вид взрывозащиты «Заполнение или продувка оболочки под избыточным давлением», с системой продувки для обеспечения взрывозащиты, с бесщеточным возбудителем в комплекте с системой возбуждения, с уровнем шума не более 85 дБ (А). Питание электродвигателя осуществляется с помощью преобразователя частоты.

Система смазки компрессорной установки предназначена для смазки и охлаждения подшипников скольжения компрессора, мультипликатора, электродвигателя и зубчатого зацепление мультипликатора. Применена циркуляционная принудительная система смазки со свободным сливом масла в маслобак.

Система смазки состоит из агрегата смазки (рис. 2) и трубопроводов подвода и слива масла с компрессорного агрегата. Система смазки выполнена из нержавеющей стали.

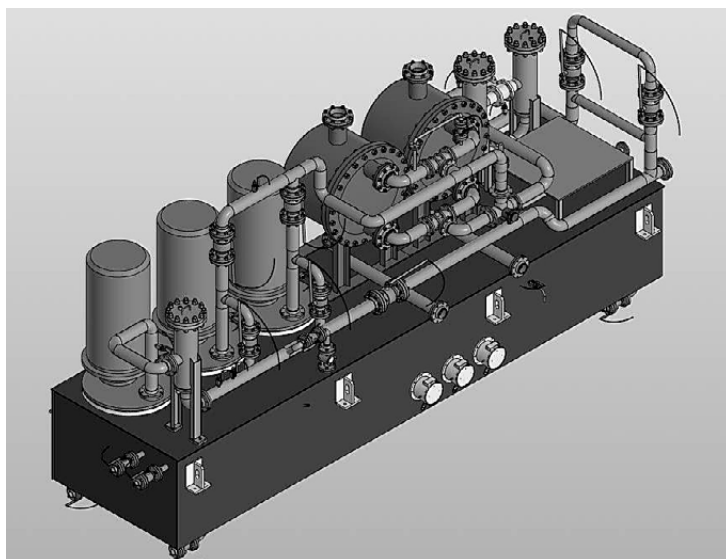


Рис. 1. Компрессорный агрегат

Система сухих газодинамических уплотнений (СГДУ) предназначена для предотвращения утечек сжимаемого компрессором газа в местах выхода вала из корпуса в динамическом (при вращении ротора) и статическом режи-

мах работы. СГДУ состоит из газодинамических уплотнений, установленных на вал и в крышки компрессора со стороны опорного подшипника и со стороны опорно-упорного подшипника, системы уплотняющего газа, расположенной на раме вблизи компрессора.

СГДУ размещены в подогреваемой опоре. В качестве подогреваемой опоры выступает штатная крышка цилиндра, в которой дополнительно предусмотрены каналы для циркуляции горячего масла, забираемого из маслобака (рис. 3).

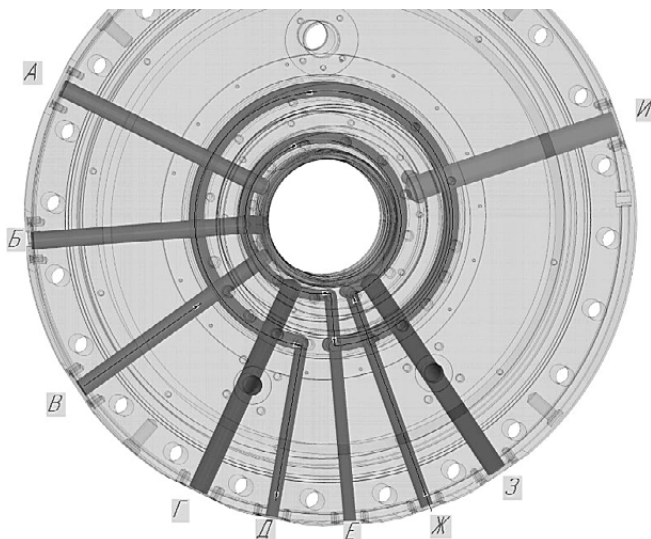


Рис. 3. Крышка цилиндра КНД

Методика анализа работоспособности обогрева системы СГДУ следующая:

1) Разрабатывается детальная конструкция узла. При разработке конструкции крышки компрессора и зоны обогрева учитываются множества факторов, такие как: необходимость обеспечения динамики ротора, типа колес 1 ступени, параметры газа и др.;

2) Проводится предварительный тепловой расчет. После получения облика крышки проводится предварительный тепловой расчет для подтверждения достаточности сечений каналов линии обогрева;

3) Проводится дополнительный напряженно-деформационный расчет. После уточнения всех параметров окончательная конструкция крышки подвергается тепловому расчету и расчету напряженно-деформируемого состояния.

- Расчет на основании исходных данных, коэффициентов теплоотдачи при взаимодействии потоков жидких/газообразных рабочих тел в каналах, предусмотренных в конструкции крышек, а также на поверхности прочих ДСЕ вдоль линии протекания соответствующих потоков (от сечения внешнего входящего интерфейса до сечения исходящего интерфейса либо сечения смешения потоков) для формирования граничного условия вынужденной конвекции вдоль линии протекания данных по-

токов. К таким потокам относятся: каналы подвода/отвода/перепуска масла системы обогрева маслом, системы подвода масла в подшипник, канал подвода буферного газа СГДУ.

- Обработка и оценка результатов тепловых расчетов: полей и эпюр распределения температур, тепловых потоков

4) По результатам расчетов, при необходимости, производится корректировка геометрии;

5) Изготавливается образец;

6) Проводятся низкотемпературные испытания на стендовом комплексе АО «НИИЭФА». На стенде проверяется работоспособность системы обогрева с контролем температуры масла на входе и выходе.

Для защиты от экстремального холода оборудования, и поддержания температуры в допустимых пределах система уплотняющего газа закрыта утеплительным кожухом (рис. 4), оборудованного нагревателем с резервированием и вентиляторами с резервированием. Обогреватели рассчитаны на поддержание во внутреннем пространстве кожухов температуры не ниже $+10^{\circ}\text{C}$. Кроме того, утеплительный кожух оборудован тремя детекторами газа.

На входе в КНД устанавливается входной регулирующий аппарат (ВРА).

Назначение входного устройства в том, чтобы создать наиболее выгодное направление потока воздуха на входе в рабочее колесо, улучшив этим работу первой ступени.

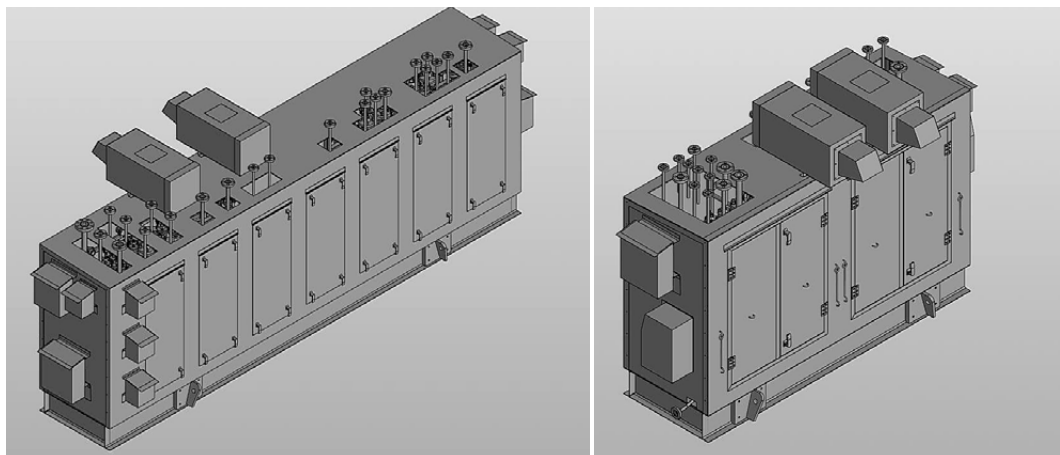


Рис. 4. Кожух системы уплотняющего газа

Методика проверки работоспособности ВРА. компрессора КОГ. ВРА подвергается испытаниям как на стадии изготовления, так и на стадии испытаний на стенде АО «НИИЭФА».

1) Проверка вращения каждой лопатки ВРА при криогенных температурах с использованием специальных приспособлений;

2) Проверка узла ВРА с подтверждением вращения всех лопаток, включая шестеренный механизм;

3) Проверка работоспособности ВРА на стенде АО «НИИЭФА» включая приводной механизм управления ВРА.

Для трубопроводной обвязки компрессорного агрегата применяется высоколегированная коррозионностойкая и жаростойкая нержавеющая сталь аустенитного класса 12Х18Н10Т ГОСТ 5632-2014.

Испытания оборудования для технологии СПГ

Как говорилось ранее, криогенные среды вызывают температурную деформацию материалов оборудования. Все применяемые при изготовлении материалы должны быть устойчивы к длительному воздействию экстремально низких температур. Разъемные соединения не должны разгерметизироваться за счет потери эластичности уплотнительных материалов. Стали, применяемые для изготовления оборудования должны сохранять стойкость к ударным нагрузкам при минимальной температуре эксплуатации. Все эти аспекты должны быть подтверждены испытаниями с подтверждением свойств в течение длительного периода времени.

Одним из способов проверки соответствия компрессора отпарного газа вышепредставленным требованиям является процедура «Холодная опрессовка», являющейся отличительной особенностью оборудования криогенной техники. Данная процедура позволяет выявлять скрытые дефекты оборудования путем создания в компрессоре температурных напряжений, близких к рабочим.

Рекомендуемый объем по холодной опрессовке должен включать, как холодную опрессовку, так и теплую опрессовку с последующим сравнением показателей оборудования при проведение данных процедур.

Опрессовку необходимо производить рабочим давлением при наиболее низких температурах, которых возможно достичь по технологии.

На основании вышеизложенного, компрессор отпарного газа необходимо подвергнуть следующим видам процедур при криогенных испытаниях:

- проверка корпусных деталей высоким давлением (рабочим);
- для корпуса низкого давления с ВНА и высокого давления провести механические испытания в статике с прокруткой вала на малых оборотах с целью выявления задевания и заклинивания ротора компрессора;
- механические циклические испытания ВНА (закрытие/открытие) на предмет заклинивания механизма;
- фиксация крутящего момента на приводе ВНА при самой низкой температуре;
- отдельные испытания механизма ВНА, а именно испытания с механическим усилием на каждой направляющей лопатки при сверхнизких температурах;
- с течением времени необходимо произвести технический осмотр и контроль сварных швов, наружных поверхностей на предмет образования признаков механического разрушения;

-
- контроль разъёмных соединений для выявления возможных протечек во внешнюю среду.

После выполнения холодной опрессовки необходимо провести, отогрев компрессорного оборудования с последующим проведением процедуры теплой опрессовки с контролем всех соединений, технический осмотр с нанесением мыльного раствора и подсветкой лампой белого света проблемных мест.

Заключение

Добыча и реализация природного газа с каждым годом охватывает и завоевывает больший рынок энергопотребления, вытесняя традиционные источники энергии (уголь, нефтепродукты), что в свою очередь даёт существенный толчок для развития технологий СПГ.

Для обеспечения конкурентоспособности России в сегменте производства и реализации СПГ требуется создание производства и использование СПГ в хозяйстве страны на отечественных технологиях, на оборудовании, разработанном и изготовленном в России. Данное решение позволит повысить научно-технический потенциал страны таких смежных отраслей, как авиационно-космической, энергетической, машиностроение.

Немаловажно, что создание средств получения СПГ в Российской Федерации на отечественном оборудовании позволит исключить форс-мажорные обстоятельства, связанные с теми или иными причинами, а именно, минимизировать политические риски, снизить внешнее влияние (сдерживание) посредством введения санкций в энергетическом секторе, диверсификаций маршрутов поставок природного газа.

УДК 621.515

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ УГЛА ЗАКРУТКИ ПОТОКА ОТ РОТОРА К КОРПУСУ ВО ВХОДНОМ СЕЧЕНИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В.В. Карбанова, А.Д. Ваняшов

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»,

г. Омск, Россия

gveronik@mail.ru

Согласование газодинамических характеристик центробежных компрессоров с характеристиками потребителя (сети) необходимо для обеспечения технологического процесса. Одним из способов регулирования рабочего режима компрессора является использование регулируемого входного направляющего аппарата (ВНА). Использование ВНА оказывает существенное влияние на эф-

фektivность ступени и приводит к снижению КПД по следующим причинам [1–4]: наличие дополнительного лопаточного аппарата увеличивает потери на трение и возникновение ударных потерь, вследствие появления углов атаки на профилях лопаточной решетки ВНА при изменении угла закрутки потока.

Достижение высокой экономичности при эксплуатации как стационарных, так и транспортных центробежных компрессоров в процессе их эксплуатации возможно за счет совершенствования алгоритмов регулирования. Например, комбинацию регулирования частотой вращения и закруткой потока на входе в рабочее колесо, что позволяет существенно расширить функциональные возможности компрессора на переменных режимах работы. Дополнительные возможности по расширению диапазонов устойчивой работы, повышению эффективности, обеспечению плавности характеристик могут быть реализованы за счет применения в конструкции ВНА гибких лопаток из эластомерных материалов, которые позволяют создавать переменный по высоте лопатки от ротора к корпусу угол поворота лопатки, а, следовательно, и угол закрутки потока [5–6].

Целью данной работы является исследование влияния изменения угла закрутки потока от ротора к корпусу во входном сечении рабочего колеса высоконапорного центробежного компрессора на его интегральные характеристики с помощью метода вычислительной газодинамики.

Объект исследования

Объектом исследования являлась ступень высоконапорного центробежного компрессора с осевым входным направляющим аппаратом (ВНА), полуоткрытым осерадиальным рабочим колесом (ОРК), лопаточным диффузором (ЛД) и осевым кольцевым диффузором (рис. 1).

Основные геометрические и газодинамические параметры центробежной компрессорной ступени, результаты экспериментальных исследований и верификация расчетной модели данной ступени опубликованы в [7–9].

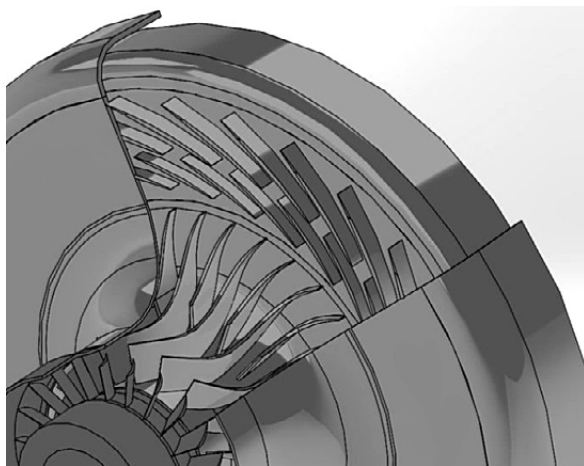


Рис. 1. 3D модель центробежной компрессорной ступени

Исследование влияния режимов работы компрессора на изменение углов атаки во входном сечении рабочего колеса

Численными методами проводился анализ изменения углов потока $\beta_1 = f(\bar{r}_i)$ по высоте лопатки на входе в рабочее колесо относительно геометрического угла установки лопатки ОРК $\beta_{л1} = f(\bar{r}_i)$ для рабочих режимов в диапазоне частот вращения от 28 076 об/мин до 35 085 об/мин (условное число Маха MU от 1,18 до 1,47, соответственно) и различных углах поворота $\delta\theta_n$ ВНА относительно исходного положения.

Анализ структуры потока для сходственных режимов при неизменном угле поворота лопаток ВНА

Результаты анализа сходственных режимов, соответствующих максимальному КПД, при регулировании изменением числа оборотов ротора от 35 085 об/мин до 30 879 об/мин и неизменном положении лопаток ВНА ($\delta\theta_n = 20^\circ$) представлены в табл. 1 и на рис. 2.

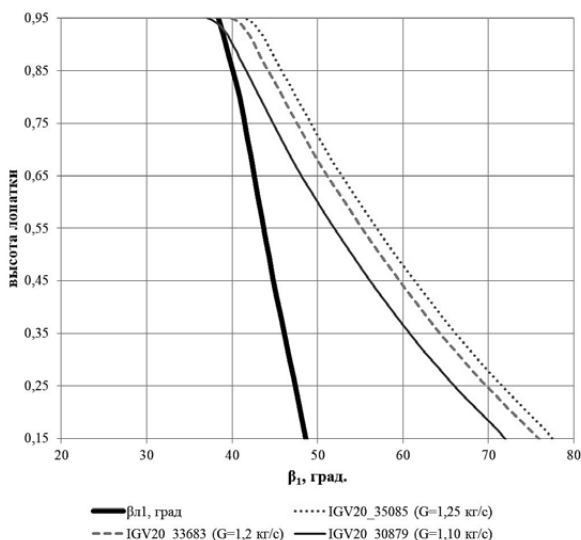


Рис. 2. Углы входа потока на лопатку и угол входной кромки лопатки при регулировании оборотами ротора от 35 085 об/мин до 30 879 об/мин и неизменном положении лопаток ВНА ($\delta\theta_n = 20^\circ$)

Видно, что для всех представленных режимов работы имеет место значительное увеличение отрицательных углов атаки по высоте лопатки от корпуса (периферийное сечение лопатки ОРК) к ротору (втулочное сечение лопатки ОРК). Причем при изменении числа оборотов, например, при снижении от 35 085 об/мин до 30 879 об/мин углы атаки не остаются неизменными, а также снижаются. Очевидно, что это связано с отсутствием сохранения подобия треугольников скоростей на входе в ОРК, т.е. невыполнению условия кинематического подобия. В этих условиях регулирования расходная составляющая абсолютной скорости и производительность снижаются менее интенсивно, чем число оборотов. В работах

[10-11] показано, что изменение углов атаки на входе в ОРК, особенно во втулочном сечении влияет на снижение политропного КПД компрессорной ступени.

Таблица 1. ФРаспределение углов атаки на входе в ОРК на сходственных режимах для угла поворота лопаток ВНА $\delta\theta_l=20^\circ$

n, об/мин	G, кг/с	η_p	Угол атаки, град		
			Втулочное $\text{span}=0,15$	Среднее $\text{span}=0,5$	Периферийное $\text{span}=0,9$
30 879	1,1	0,793	-23,3	-9,9	-0,8
33 683	1,2	0,774	-27,3	-13,2	-3,3
35 085	1,25	0,766	-28,9	-14,9	-4,8

Видно, что для всех представленных режимов работы имеет место значительное увеличение отрицательных углов атаки по высоте лопатки от корпуса (периферийное сечение лопатки ОРК) к ротору (втулочное сечение лопатки ОРК). Причем при изменении числа оборотов, например, при снижении от 35 085 об/мин до 30 879 об/мин углы атаки не остаются неизменными, а также снижаются. Очевидно, что это связано с отсутствием сохранения подобия треугольников скоростей на входе в ОРК, т.е. невыполнению условия кинематического подобия. В этих условиях регулирования расходная составляющая абсолютной скорости и производительность снижаются менее интенсивно, чем число оборотов. В работах [10-11] показано, что изменение углов атаки на входе в ОРК, особенно во втулочном сечении влияет на снижение политропного КПД компрессорной ступени.

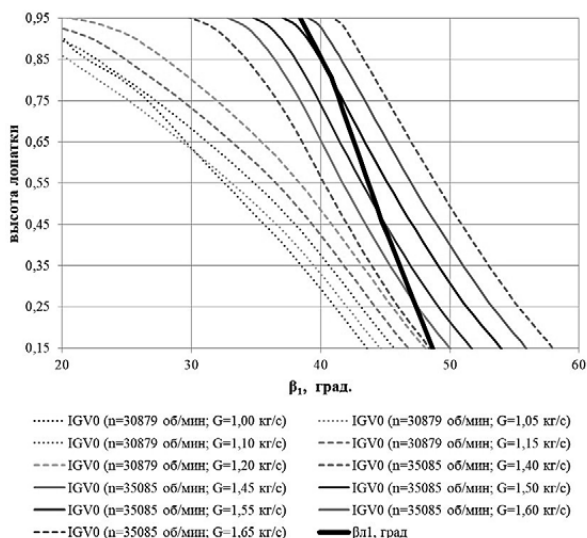


Рис. 3. Углы входа потока на лопатку ОРК $\beta_1 = f(\bar{r}_1)$ по отношению к профилю лопатки ОРК $\beta_{l1} = f(\bar{r}_1)$ при исходном угле поворота ВНА и различных массовых расходах (сплошная линия: $\eta_n = 0,8...0,81$; пунктирная линия: $\eta_n = 0,79...0,8$; точки: $\eta_n = 0,76...0,79$)

Следует заметить, что рассмотренные режимы работы, представленные в виде функции $\beta_1=f(\bar{r}_i)$, имеющие максимальные значения КПД, располагаются ближе к линии распределения углов установки лопаток ОРК по высоте $\beta_{л1}=f(\bar{r}_i)$, т.е. обладают наименьшими углами атаки по высоте лопатки ОРК. При этом наблюдается некоторое смещение в область отрицательных углов атаки в периферийной части лопатки, возможно это связано с тем, что углы атаки на периферии или втулочном сечении по разному влияют на КПД. Режимы с минимальным значением КПД имеют наибольший угол атаки, как в положительной, так и в отрицательной области.

Анализ структуры потока в диапазоне рабочих режимов при изменении угла закрутки лопаток ВНА

Анализ изменения углов потока $\beta_1=f(\bar{r}_i)$ по высоте лопатки на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=f(\bar{r}_i)$ на различных режимах работы во всем диапазоне по расходу для постоянной частоты вращения ротора (30 879 об/мин) при различных положениях лопаток ВНА ($\delta\theta_{л1}=20^\circ$, $\delta\theta_{л1}=0^\circ$, $\delta\theta_{л1}=-10^\circ$) представлен на рис.4.

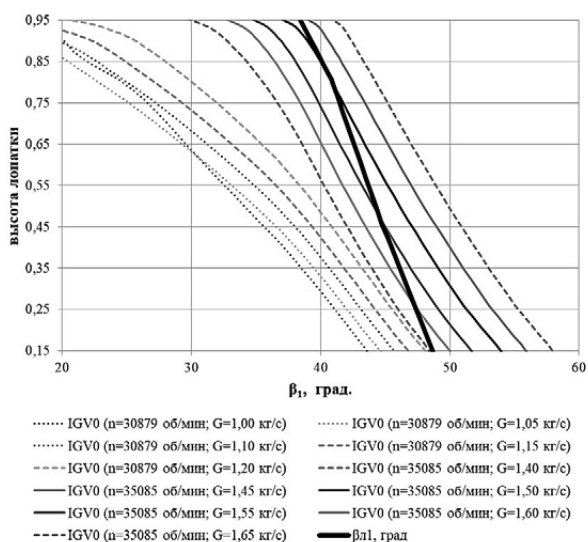


Рис. 4. Углы входа потока на лопатку ОРК $\beta_1=f(\bar{r}_i)$ по отношению к профилю лопатки ОРК $\beta_{л1}=f(\bar{r}_i)$ при исходном угле поворота ВНА и различных массовых расходах (сплошная линия: $\eta_n = 0,79...0,8$; пунктирная линия: $\eta_n = 0,78...0,79$; точки: $\eta_n = 0,74...0,78$)

При изменении положения лопатки ВНА от угла поворота $\delta\theta_{л1}=20^\circ$ до $\delta\theta_{л1}=-10^\circ$ угол атаки на входе в лопатку рабочего колеса $\beta_1=f(\bar{r}_i)$ переходит из области отрицательных значений в положительную. Режимы работы с наибольшим КПД (сплошная линия) располагаются близко к кривой $\beta_{л1}=f(\bar{r}_i)$, но для $\delta\theta_{л1}=20^\circ$ в области отрицательных, а для $\delta\theta_{л1}=0^\circ$ в области положительных углов атаки. Существует режим ($\delta\theta_{л1}=20^\circ$, $G=1,0$ кг/с), при котором, несмотря на ми-

нимальные углы атаки по высоте лопатки ОРК, значения КПД не являются максимальными, что возможно связано с увеличением коэффициента потерь в лопаточной решетке ВНА.

Анализ структуры потока при неравномерном повороте лопаток ВНА от корпуса к ротору

Разработана новая трехмерная модель конструкции лопаток ВНА с переменным углом поворота по их высоте.

В новой конструкции ВНА (IGV25_10) угол поворота лопатки у корпуса составляет $\delta\theta_{л} = +25^\circ$, а у ротора $\delta\theta_{л} = +10^\circ$ в остальных сечениях изменяется плавно, т.е. лопатка гибкая, выполненная из эластомерного материала.

Дополнительно были получены интегральные характеристики для новой конструкции лопатки ВНА ($\delta\theta_{л} = +25^\circ$ у корпуса и $\delta\theta_{л} = +10^\circ$ у ротора) для диапазона частот вращения от 28 076 до 35 085 об/мин.

При сравнении расчетных интегральных характеристик центробежного компрессора в случае применения ВНА с гибкими лопатками и с лопатками ВНА традиционной конструкции с фиксированным углом поворота по высоте $\delta\theta_{л} = +20^\circ$ можно сделать следующие выводы: (рис. 5):

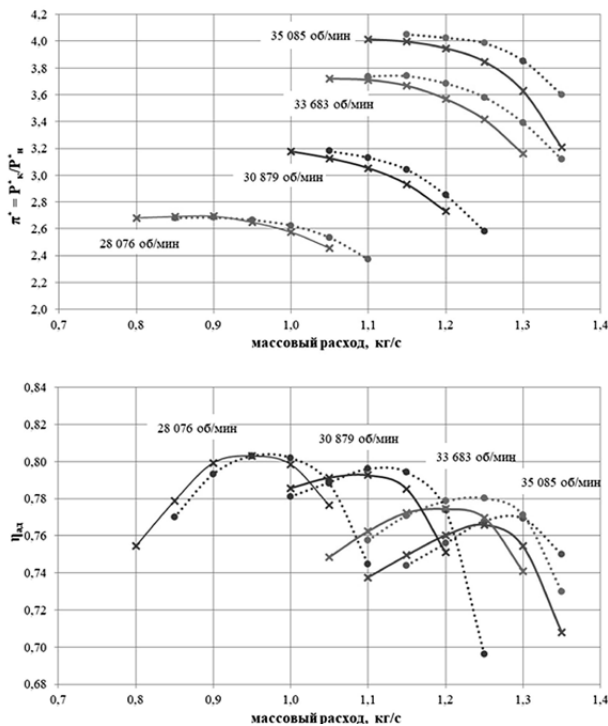


Рис. 5. Сравнение газодинамических характеристик центробежной компрессорной ступени: сплошные линии – фиксированный угол поворота лопаток ВНА по высоте $\delta\theta_{л} = +20^\circ$; пунктирные линии – гибкий профиль лопатки ($\delta\theta_{л} = +25^\circ$ у корпуса и $\delta\theta_{л} = +10^\circ$ вблизи ротора)

-
- наибольшее влияние на качественные и количественные изменения характеристик наблюдаются при увеличении числа оборотов;
 - для ВНА с гибкими лопатками происходит смещение газодинамических характеристик в сторону увеличения производительности: максимальная производительность увеличилась на 3% (максимальные обороты) до 5% (минимальные обороты); граница помпажа сдвинулась на 5% (максимальные обороты) до 6% (минимальные обороты) в сторону увеличения производительности;
 - для ВНА с гибкими лопатками происходит увеличение политропного КПД, особенно в области больших расходов, а напорная характеристика становится более полой.

Анализ изменения углов атаки на входе в рабочее колесо для рабочей точки на частоте вращения 33 683 об/мин с массовым расходом $G=1,2$ кг/с показал, что произошло уменьшение угла атаки по всей высоте лопатки от 5° у корпуса до 10° вблизи ротора.

Выводы

В результате проведенного анализа распределения углов атаки по высоте лопатки рабочего колеса на основе численного моделирования интегральных характеристик при комбинированном регулировании за счет изменения частоты вращения ротора и изменения закрутки потока перед рабочим колесом выявлена существенная неравномерность углов атаки по высоте лопатки рабочего колеса и их влияние на энергетическую эффективность ступени.

С целью повышения эффективности режимов регулирования, расширения диапазонов регулирования, обеспечения пологости характеристик целесообразным является применение конструкций ВНА с изменяемой геометрией лопатки по ее высоте для создания неравномерного угла закрутки потока перед осерадиальным рабочим колесом.

Список литературы

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград : Машиностроение, 1981. 351 с.
2. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров : термогазодинам. расчеты / Г. Н. Ден. Ленинград: Машиностроение, 1980. 232 с.
3. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет. Пер. с нем. / Пер. Фролов Е.С., Захаров Б.Д.-М.: Гос.науч.-техн. изд-во машиностроит.лит.,1959. 678 с.
4. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов [и др.]. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1986. 392 с.

-
5. Патент на полезную модель №217010, МПК F04D 27/00 Устройство входного направляющего аппарата центробежного компрессора / Ваняшов А.Д., Карабанова В.В., Нефедов А.А., Юша В.Л. № 2022135471/12; заявл. 30.12.2022; гос. рег. в ГР ПМ РФ 14.03.2023.
 6. Патент на полезную модель №217010, МПК F04D 27/00 Входной направляющий аппарат центробежного компрессора / Ваняшов А.Д., Карабанова В.В., Нефедов А.А., Грехнев А.В. № 2023103430/12; заявл. 15.02.2023; гос. рег. в ГР ПМ РФ 14.03.2023.
 7. Ваняшов, А. Д. Исследование влияния закрутки потока входным направляющим аппаратом на газодинамические характеристики центробежной компрессорной ступени / А. Д. Ваняшов, А. В. Грехнев // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 3. С. 23–29.
 8. Vanyashov, A. D. The method of recalculation of the gas-dynamic centrifugal compressor stage characteristics for variable rotational speeds of the rotor and the angle of rotation of inlet guide vanes blades if the kinematic and dynamic similitude conditions are not met / A. D. Vanyashov, V. V. Karabanova. – DOI: 10.1063/1.4998864 // AIP Conference Proceeding. 2017. Vol. 1876, no. 1. P. 020044-1–020044-6.
 9. Karabanova, V. V. Results of CFD calculations verification of high pressure centrifugal compressor stage with inlet guide vanes / V. V. Karabanova, A. D. Vanyashov, V. L. Yusha. – DOI: 10.1063/5.0029656 // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285, no. 1. P. 030052-1–030052-10.
 10. Vanyashov A.D., Karabanova V.V., Vasenko E.M. Influence analysis of flow entry conditions on the centrifugal compressor impeller blades to integral gasodynamic characteristics in a combine regulation method // Procedia Engineering. 2016 № 152. pp. 389-394.
 11. Ваняшов А.Д., Карабанова В.В. Анализ пространственной неравномерности потока во входном сечении осерадиального рабочего колеса центробежной компрессорной ступени в режимах регулирования // Известия ВУЗов. Машиностроение – 2019, № 5 (711).- С. 13-23; doi: 10.18698/0536-1044-2019-6.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ВЕДЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОГО ДОКУМЕНТООБОРОТА НА РАЗРАБОТКУ ДОКУМЕНТАЦИИ И ИЗГОТОВЛЕНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК В ЦЕЛОМ

Р.Р. Габдрахманов

АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»,

Группа ГМС, г. Казань, Россия

rinas.gabdrakhmanov@niitk.ru

Введение

В условиях возрастающей конкуренции эффективность работы во многом зависит от эффективности и скорости управления информацией. Надежность хранения информации и легкий доступ для тех, кто в ней нуждается, является залогом успешной совместной работы. Системы электронного документооборота позволяют решить эту задачу, значительно повысив эффективность и качество совместной деятельности организаций.

Актуальность работы

На сегодняшний день в области производства компрессорных установок принимаются активные решения, направленные на упрощение процесса обмена документацией между поставщиками и заказчиками. В данном процессе важнейшую роль играют как специальные программы, позволяющие работать с большим объемом документации, так и специалисты, умеющие работать в данных программах.

Цель работы

1. Описание процесса ведения электронного документооборота.
2. Оценка влияния ведения электронного документооборота на разработку документации и изготовление компрессорных установок в целом.
3. Перспективы применения собственных систем электронного документооборота в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа».

Описание процесса ведения электронного документооборота

В АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» в составе отдела эксплуатационной документации была создана группа VDRL-документации (англ. Vendor Documents Requirements Listing – перечень требований к документам поставщика). За период работы группа оправдала свою востребованность и была расширена, были приняты новые сотрудники в связи с возросшим объемом документации.

Функциями сотрудников группы является ведение электронного документооборота, которая начинается с изучения корпоративных требований заказчиков, устанавливающих правила оформления VDRL-документаций. При каждой выгрузке документов на сервер заказчика оформляется лист передачи, в котором указывает порядковый номер выгрузки или иными словами номер транзиттала. Исходящая, выгружаемая на согласование заказчику документация после ее проверки загружается на платформу документооборота и затем регистрируется (отмечается) в главном реестре документации. Главный реестр документации содержит всю информацию, позволяющую отслеживать процесс согласования каждого конкретного документа с момента первой выгрузки и до окончательного согласования с заказчиком. Документ с момента первой выгрузки и до окончательного согласования может перетерпеть несколько итераций, количество которой определяется наличием замечаний у заказчика на версию документа от предыдущей выгрузки. Время рассмотрения документов ограничено как для поставщика, так и для заказчика. Время рассмотрения определяется на этапе подписания договоров, как правило это 5 или 10 дней. После поступления замечаний на определенный документ, сотрудниками группы данный факт также регистрируется в главном реестре документации и направляется разработчику или ответственному лицу в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» для устранения или предоставления аргументированного ответа на поступившие замечания. Замечания фиксируются на листе замечаний к каждому документу в формате Excel. Важным моментов в процессе выгрузки документации является ведение аналитики. Аналитика выполняется в виде графиков в программе Excel на основе данных из главного реестра документации и позволяет отслеживать ход процесса согласования документации с заказчиком.

В качестве площадки для обмена документацией разные заказчики используют разные программы, сервера.

Сервера (площадки для электронного документооборота) по принципу действия схожи. У всех площадок функция – это регистрация и сбор электронных документов для обеспечения быстрого и свободного доступа к документам ответственных за проверку и согласование со стороны заказчика и ответственных за устранение замечаний со стороны поставщика.

Главными отличиями площадок является их оформление и функционал. В качестве примеров ниже приведены некоторые проекты и используемые в них сервера для обмена электронными документами.

1. По проекту «Криогаз-Высоцк» используется программа ASSAI (рис.1).
2. По проекту «МНПЗ» используется «Комната данных» (рис.2).
3. По проекту «Bid Boland (Иран)» используется программа «Марпа» (рис.3).
4. По проекту Балтийский ГПЗ используется сервер «ГЛИинжиниринг» (рис.4).



Рис. 1 Стартовая страница программы ASSAI

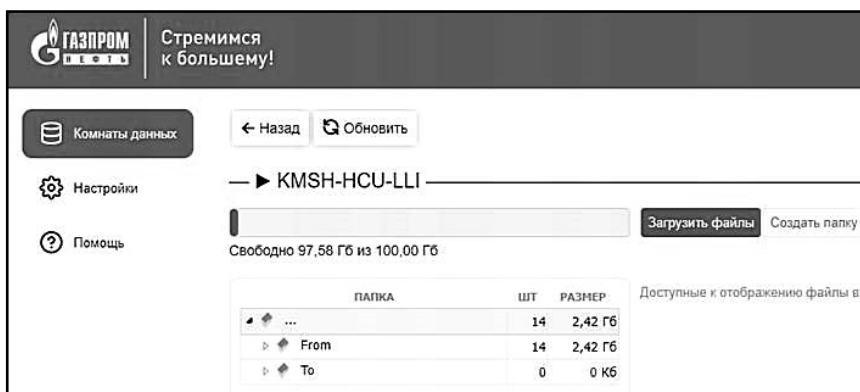


Рис.2 Стартовая страница «Комнаты данных»

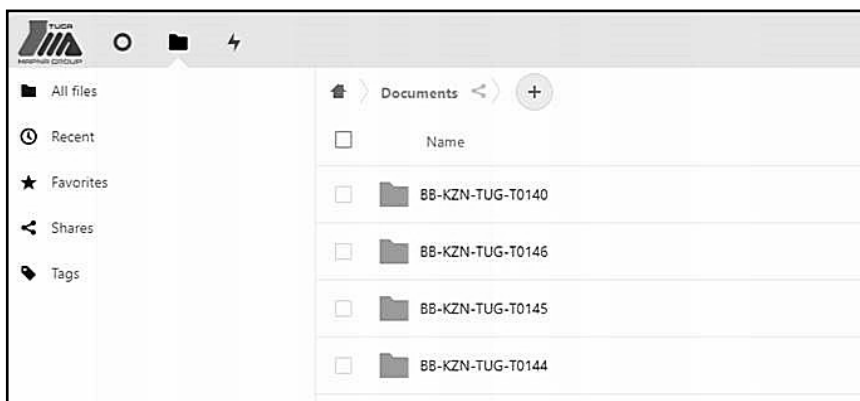


Рис. 3 Стартовая страница «Марпа»



Рис. 4 Стартовая страница «ГЛИИнжиниринг»

Оценка влияния ведения электронного документооборота на разработку документации и изготовление компрессорных установок в целом

Управление документацией, информацией, различного рода данными и записями, является одним из сложных процессов в работе организации. Электронные системы документооборота дают возможность автоматизировать этот процесс. Автоматизация процесса документооборота помогает организации значительно повысить скорость работы, сократить потери, связанные с информационным обменом, и повысить качество системы управления в целом.

К основным преимуществам системы электронного документооборота относятся:

- сокращение времени доступа к информации — электронный документооборот позволяет избежать бумажного движения документов. Любой документ может быть направлен за счет средств коммуникации системы электронного документооборота;
- сокращение дублирования документов и информации — в системе электронного документооборота одна копия документа может быть доступна всем авторизованным пользователям, в том числе и пользователям, находящимся за пределами организации;
- упрощение доступа к данным — системы электронного документооборота позволяют получить доступ к необходимым данным за счет средств поиска и экспорта данных непосредственно из бизнес-систем (таких как CRM или ERP системы);
- оптимизация хранения документов и данных — единое хранилище данных снижает необходимость хранить множество копий документов. Средства доступа и индексации документов, которые используют системы электронного документооборота, позволяют пользователям мгновенно получать доступ к необходимым документам и прочей информации;
- автоматизация бизнес-процессов — системы электронного документооборота предполагают выполнение заданного процесса обработки документов. На основе действий с документами могут автоматически обновляться бизнес-приложения, создаваться новые документы, устанавливаться связь с внутренними и внешними пользователями;
- улучшение качества обслуживания клиентов — за счет быстрого доступа к необходимой информации, клиенты могут быстро получать ответы на свои запросы;
- повышение дисциплины и качества работы — системы электронного документооборота задают жесткие правила и порядок работы сотрудников. Система не позволит сотрудникам нарушить эти правила. Все документы хранятся в системе, имеют необходимую идентификацию и порядок движения. Сотрудники не смогут изменить состояние документа, не выполнив заданных действий;

-
- повторное использование информации — за счет электронной обработки и хранения информации появляется возможность многократного использования данных, внесенных в систему. Например, при заполнении типовых форм или составлении отчетов;
 - повышение качества данных — в электронных системах документооборота множество форм и документов заполняются автоматически, что снижает риск возникновения ошибок. Кроме того, это позволяет сократить количество повторных проверок документов и их корректировок.
 - повышение сохранности документов и информации — за счет средств разграничения доступа можно строго контролировать доступ сотрудников к информации и документам. Наличие единой базы позволяет осуществлять архивирование и восстановление информации в короткий период времени.

Учитывая перечисленные преимущества, заказчики продукции АО «Казанькомпрессормаш» всё чаще выставляют дополнительные требования к документообороту между заказчиком, подрядчиком, субподрядчиками, производителями, поставщиками и иными контрагентами, привлекаемыми в рамках проекта. Данные корпоративные требования отличаются большим разнообразием, являются обязательными и закрепляются в договорах на разработку и поставку изделий.

Перспективы применения собственных систем электронного документооборота в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»

Исходя из вышеизложенного можно сделать вывод что системы хранения с возможностью обеспечения доступа заказчикам к определенным документам должны быть внедрены в процесс разработки документации успешно развивающихся предприятий. На данный момент в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» применена внутренняя система архива электронных документов в виде программы «Search», которая также упрощает и ускоряет внутренний документообмен. Также в качестве дополнения программы «Search» на данный момент руководством АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» при участии АО «Группа ГМС» рассматривается возможность внедрения системы «Projects Point», которая должна обеспечивать возможность выполнять разработку документации изначально соответствующим требованиям оформления VDRL-документации заказчиков.

Разработка VDRL-документации в единой программе позволит более точно оценить ход разработки и согласования документации путем автоматизации процесса ведения аналитики, а при наличии у заказчика данной программы автоматизирует и процесс выгрузки.

Заключение

На основе приведенной информации можно сделать вывод, что в современном, стремительно развивающемся мире одним из ключевых факторов, обеспечивающих успешное существование и развитие любого предприятия является довольство заказчиков, которое зависит не только от качественной итоговой продукции, но и от открытости к коммуникациям с самого начала проекта. В сфере производства элементами коммуникации является возможность оперативного обмена большими объемами актуальной информации на уровне программ заказчиков, позволяющих работать с VDRL-документаций. К таким программам на сегодняшний день относится и программа «Projects Point», для внедрения которого и принимаются все необходимые решения руководствами АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», АО «Казань-компрессормаш» и АО «Группа ГМС».

УДК 519.6:533.6:621.452

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС TURBOR&D.MESHER ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ РАСЧЁТНЫХ СЕТОК В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ТУРБОМАШИН

Р. А. Загитов¹, С. Д. Сальников¹, Н. В. Шуваев¹, О.В. Маракуева²

¹ООО «Инженерный центр численных исследований»,

г. Санкт-Петербург, Россия

²ООО «Нумека», г. Санкт-Петербург, Россия

r.zagitov@rescent.ru

Введение

При моделировании течений жидкости и газа в областях сложной формы наиболее трудоёмким с точки зрения ручных затрат пользователя является процесс построения трёхмерной расчётной сетки. Основные, возникающие при этом сложности – ручные операции, связанные с подготовкой геометрической модели расчётной области, выбором блочной топологии, настройкой сгущений для описания пограничных слоёв и других особенностей. При многократном решении типовых задач, таких как моделирование течений в межлопаточных каналах турбомашин, вопрос автоматизации ручных операций становится ключевым. Таким образом, можно сформулировать основные требования, предъявляемые к автоматизированным специализированным программным комплексам:

1. автоматизированная подготовка геометрической модели с возможностью задания конструктивных особенностей турбомашин как по готовым геометрическим объектам, при анализе существующего изделия, так и параметрически – на этапе проектирования;

2. автоматический подбор блочной топологии с учётом заданных геометрических особенностей расчётной области;
3. стабильно высокое качество получаемых расчётных сеток с целью минимизировать участие пользователя в донстройке сеточной модели.

Данная статья посвящена описанию основных возможностей построения блочно-структурированных расчётных сеток в межлопаточных каналах турбомашин в программном комплексе TurboR&D.Mesher (ПК TRD.Mesher), разработанном в ООО «Инженерный центр численных исследований» (г. Санкт-Петербург).

1. Методика построения расчётных сеток

Методика построения расчётных сеток описана в [1]. Основные составляющие методики – определение блочной топологии и оптимизация расчётной сетки.

1.1. Определение блочной топологии

При построении трёхмерной блочной топологии для межлопаточных каналов турбомашин решаются две двумерные задачи.

Непосредственно межлопаточный канал покрывается Н блоком с вырезами для лопаток топологически одинаковыми в каждом сечении по высоте канала (рис. 1б). Вокруг каждой лопатки строится О блок для описания пограничного слоя и локализации внутри него особенностей лопатки, имеющих фиксированную блочную топологию: радиальных зазоров и/или скруглений между поверхностями лопатки и обводами проточной части (галтелей).

К основному Н блоку с вырезами примыкают Н блоки на входе и выходе, к которым могут быть присоединены различные притрактовые полости и прочие осесимметричные особенности расчётной области (рис. 1а). Для типовых элементов конструктивного оформления, например, отборы воздуха из тракта, используются предустановленные шаблоны и автоматически подбирается только число ячеек. Для автоматической генерации блочной топологии притрактовых полостей сложной формы реализован алгоритм, основанный на использовании срединной оси [2, 3]. Более детально методика определения блочной топологии описана в [1].

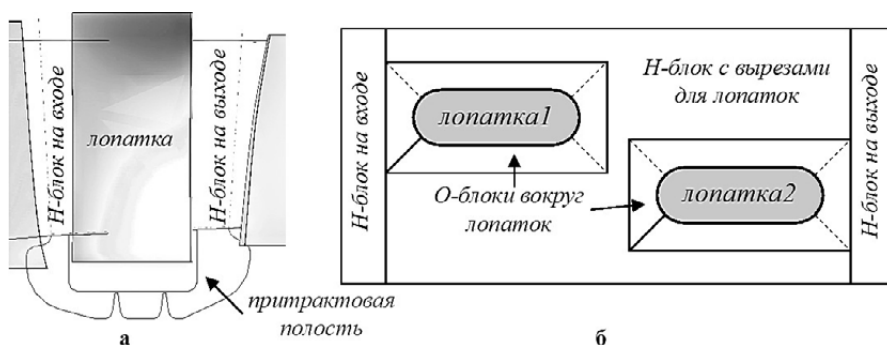


Рис. 1. а) меридиональный вид расчётной области;
б) блочная топология в межлопаточном канале.

1.2. Оптимизация сетки

Для построения расчётной сетки в качестве основного используется вариационный метод, так как он обладает существенными преимуществами: во-первых, в рамках единого подхода определяются координаты как внутренних, так и граничных узлов; во-вторых, благодаря барьерному свойству выбранного функционала гарантируется невырожденность сетки [4]; в-третьих, за счёт комбинирования функционалов форм и размеров ячеек удаётся обеспечить высокое качество расчётной сетки без «сильно скошенных» ячеек. К недостаткам данного подхода можно отнести большее время построения расчётной сетки и относительную сложность реализации, тем не менее с учётом требований к высокому уровню автоматизации и стабильности работы указанные недостатки можно считать менее существенными. Методика описана в [1], описание используемых функционалов можно найти в [4, 5].

2. Описание интерфейса и основных возможностей

ПК TRD.Mesher имеет интуитивно понятный графический интерфейс пользователя (рис. 2). Для импорта и работы с исходными геометрическими моделями в распространённых форматах используется инструментальный C3D Toolkit (C3DLabs, Россия) [6]. С целью обеспечения высокой точности сшивки геометрических примитивов в процессе построения расчётной сетки, в том числе для исправления найденных неточностей, используются собственные полигональные геометрические модели.

Для построения расчётной сетки требуется распределить геометрические примитивы по группам, соответствующим граничным условиям, и задать базовые настройки плотности расчётной сетки: толщину пристеночного слоя, линейный коэффициент роста ячеек, максимальный размер ячеек или желаемое число ячеек в сетке. При необходимости пользователь может в ручном режиме скорректировать блочную топологию и настройки оптимизации сетки.

Для автоматизации процесса оптимизации конструкции турбомшины или качественных показателей получаемой расчётной сетки поддерживаются макросы на языке JavaScript, запуск и управление программой из командной строки. Реализован экспорт в наиболее распространённый сеточный формат, CGNS (CFD General Notation System), есть возможность сохранения сетки разной плотности в соответствии с использованным при генерации уровнем геометрического мультигрида. При экспорте сетки в газодинамические решатели Numeca FINE/Turbo, ANSYS CFX, NOISEtte [7] формируется специальный макрос, с помощью которого построенная сетка автоматически импортируется, задаются расчётные области и базовые граничные условия для расчёта.

На данный момент ПК TRD.Mesher позволяет строить блочно-структурированные расчётные сетки для проточных частей многоступенчатых осевых и центробежных турбомашин с учетом различных конструктивных особенностей.

-
- Радиальные зазоры переменной величины. Геометрия может быть задана образующей поверхности вращения или величинами зазора на кромках лопатки. Топологически сетка в радиальном зазоре может быть построена «узел в узел» (рис. 3), с интерфейсом по средней линии (рис. 2, рис. 4), с интерфейсом по перу лопатки.
 - Галтели с переменным радиусом скругления. Геометрия может быть задана образующей, радиусами скругления на кромках или набором импортированных поверхностей в случае сложной галтели. Топологически сетка будет построена с сопряжением пограничных слоёв на пере лопатки и на обводе проточной части (рис. 4).
 - Осесимметричные конструктивные особенности проточной части: кольцевые отборы, лабиринтные уплотнения, носовой обтекатель, разделитель потоков по контурам турбомшины. Геометрия задаётся образующими соответствующих поверхностей вращения. Топологически сетка строится «узел в узел» с основной сеткой в межлопаточном канале.

3. Тестирование и примеры построенных сеток

Тестирование ПК TRD.Mesher осуществляется на большом количестве разнообразных геометрий: вентиляторы, насосы, осевые и центробежные компрессоры и турбины. На данный момент в тестовой базе 215 уникальных лопаточных венцов, при этом для каждой геометрии перебираются различные комбинации элементов конструктивного оформления и плотности расчётной сетки, общее количество тестовых случаев более 9000. Тестирование выполняется в автоматическом режиме с использованием макроса на сервере под управлением ОС Linux.

При тестировании оцениваются такие критерии качества как скошенность, вытянутость и равномерность размеров ячеек. Расчётная сетка успешно строится более чем в 99 % случаев, при этом все не построенные в автоматическом режиме сетки успешно строятся при незначительном участии пользователя. Минимальный угол в построенных сетках в среднем составляет 47° , вытянутость и равномерность ячеек эффективно регулируются заданными параметрами плотности расчётной сетки.

На рис. 2 представлена расчётная сетка для рабочего колеса (РК) и диффузора центробежного компрессора. Сектор периодичности РК содержит 3 лопатки, все с радиальными зазорами. При построении расчётной сетки в зазоре использована топология с интерфейсом по средней линии. Сектор периодичности диффузора содержит 2 лопатки, других особенностей нет. Минимальный угол в расчётной сетке составил 42° для РК и 53° для диффузора. Как видно из представленной гистограммы, доля ячеек с углами меньше 50° в сетке РК пренебрежимо мала, основная часть ячеек имеет углы больше 82° .

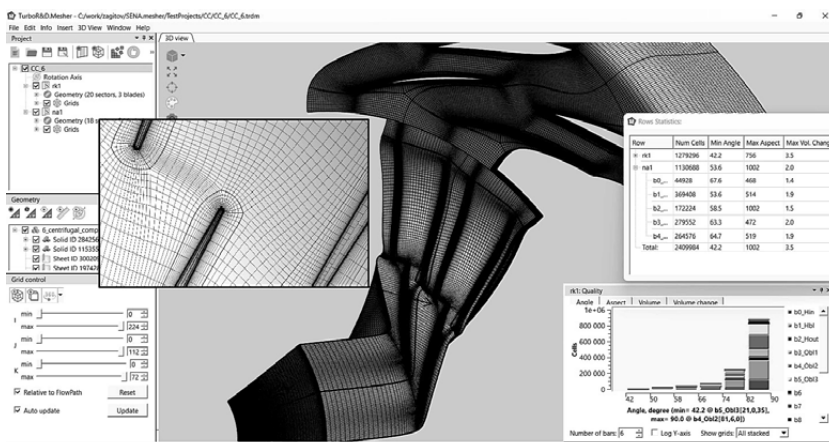


Рис. 2. Окно TRD.Mesher, расчётная сетка рабочего колеса и диффузора центробежного компрессора»

На рис. 3 представлена расчётная сетка для вентилятора авиационного двигателя с учётом носового обтекателя, разделителя потоков на внутренний и наружный контуры, радиального зазора между лопаткой и наружным корпусом, построенного «узел в узел». Минимальный угол в сетке составил 14° , он достигается в ячейках, привязанных к оси двигателя перед носовым обтекателем, определён геометрическими особенностями расчётной области и не может быть улучшен. В остальных блоках минимальный угол составил 39° .

На рис. 4 представлена расчётная сетка для турбинной лопатки с учётом галтели в корневом сечении, радиального зазора в периферийном сечении, выполненного с интерфейсом по средней линии, и двух кольцевых отборов воздуха. Минимальный угол в расчётной сетке составил 28° , он получен в области сопряжения отбора в периферийном сечении с проточной частью и при заданной блочной топологии с сопряжением пограничных слоёв между каналом и отбором не может быть улучшен. За исключением зон сопряжения отборов минимальный угол в расчётной сетке составил 55° .

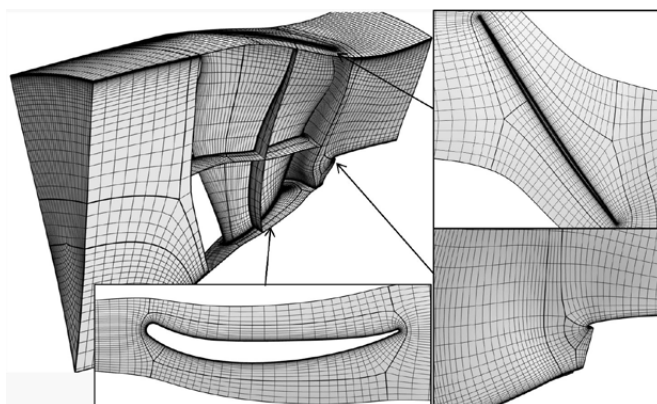


Рис. 3. Расчётная сетка для вентилятора, фрагменты сетки в корневом сечении, периферийном сечении с зазором и вокруг разделителя потоков по контурам

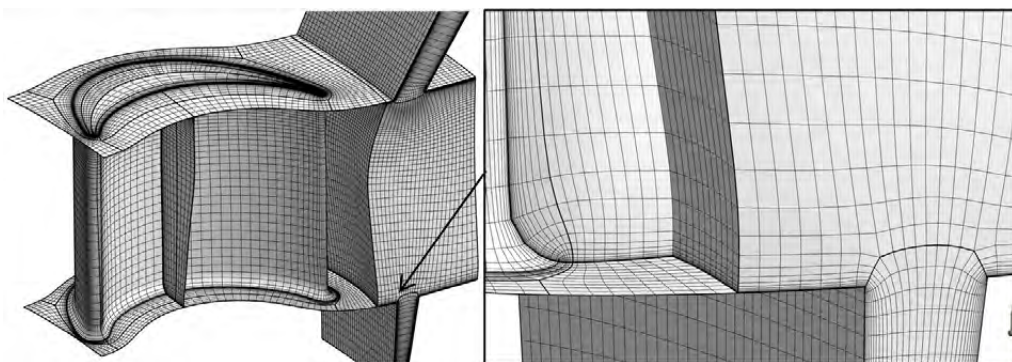


Рис. 4. Расчетная сетка для турбинной лопатки, фрагмент сетки в корневом сечении с сопряжением пограничных слоёв

Заключение

Представленный ПК TRD.Mesher удовлетворяет сформулированным требованиям к специализированным автоматизированным ПК для построения расчётных сеток, а именно: имеет высокую степень автоматизации при подготовке геометрической модели расчётной области, использует алгоритмы автоматической генерации блочной топологии и обеспечивает высокое качество построенных расчётных сеток при минимальном участии пользователя.

Дальнейшие планы по развитию данного ПО включают реализацию шаблонов для частичных зазоров, неосесимметричных обводов проточной части и т. д. с целью покрытия большинства потребностей при моделировании течений в турбомашинах.

ПК TRD.Mesher в настоящее время используется на предприятиях АО «Объединенная двигателестроительная корпорация», включён в Реестр отечественного программного обеспечения (запись в реестре №13237 от 11.04.2022), получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021666027.

Список литературы

1. Загитов, Р. А. Автоматическое построение блочно-структурированных расчётных сеток для турбомашин в программном комплексе TurboR&D. Meshер / Р. А. Загитов, С. Д. Сальников, Н. В. Шуваев // Математическое моделирование. 2023. Т. 35, № 10. С. 53-68. DOI 10.20948/mm-2023-10-04.
2. Fogg, H. J. Enhanced medial-axis-based block-structured meshing in 2 D / H.J. Fogg, C.G. Armstrong, T.T. Robinson // Computer-Aided Design. 2015. v.72, №5/6. p.87-101. DOI 10.1016/j.cad.2015.07.001.
3. Sun, L. Quadrilateral multi-block decomposition via auxiliary subdivision / L. Sun, C.G. Armstrong. T.T. Robinson, D. Papadimitrakis // Journal of Computational Design and Engineering. 2021. v.8, №3. p.871-893. DOI 10.1093/jcde/qwab020.

4. Азаренок, Б. Н. Вариационный метод построения гексаэдральных сеток с управляющей метрикой / Б. Н. Азаренок // Математическое моделирование. 2008. Т. 20, № 9. С. 1-23.
5. Farrashkhalvat, M. J.P. Miles. Basic Structured Grid generation with an introduction to unstructured grid generation / M. Farrashkhalvat, J.P. Miles // Butterworth Heinmann. 2003. 251 p. DOI 10.1016/B978-0-7506-5058-8.X5000-X.
6. Голованов, Н. Н. Геометрическое моделирование : учебное пособие / Н.Н. Голованов. Москва : КУРС : ИНФРА-М, 2024. 400 с. ISBN 978-5-905554-76-6.
7. Gorobets, A. Heterogeneous CPU+GPU parallelization for high-accuracy scale-resolving simulations of compressible turbulent flows on hybrid supercomputers / A. Gorobets, P. Bakhvalov // Computer Physics Communications. 2021. v.271, 108231. DOI 10.1016/j.cpc.2021.108231.

УДК 621.574:621.515

К ВЫБОРУ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ИСПОЛНЕНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ БЕЗ СМАЗКИ

И.Я. Сухомлинов¹, М.В. Головин²

¹АСКОМП, г. Москва, Россия

²АО «ВНИИхолодмаш», г. Москва, Россия

igorsukhomlinov@yandex.ru

В последние годы произошло активное расширение производства и использование двухступенчатых холодильных центробежных компрессоров (ХЦК) без смазки малой холодопроизводительности (от 100 до 1000 кВт) со встроенным высокочастотным электроприводом (ВЭП), включающим высокочастотный электродвигатель (ВЭД), вращающийся в электромагнитных (ЭМП) или газодинамических подшипниках (ГДП), исключающих применение мультипликаторов и смазки, и статический преобразователь частоты (СПЧ), питающий ВЭД. Такие компрессоры, как правило, используются в холодильных машинах для систем кондиционирования, а также при охлаждении хладагента до температур $\sim 0^\circ\text{C}$.

Первый компрессор такого типа «Турбокор» [1] был разработан фирмой «Данфос», которая начала его производство в начале этого века. Компрессор имел одностороннее расположение ступеней и герметичную полость в корпусе компрессора с встроенным ВЭП. Ротор ВЭД вращался в ЭМП. Компрессор при работе на агенте R134a обеспечивал работоспособность в диапазоне температур кипения - $t_0 = 0 - +12^\circ\text{C}$ и конденсации - $t_k = 25-54^\circ\text{C}$, холодо-

производительность – $Q_0 = 100 - 500$ кВт при частотах вращения ротора компрессора $n = 20000 - 33000$ об/мин. Максимальная мощность ВЭП составляла $N = 125$ кВт.

В настоящее время фирма «Данфос» освоила производство широкой гаммы компрессоров с оппозитным расположением ступеней [2], что потребовало внешнего размещения трубопровода, соединяющего ступени компрессора. На рисунке 1 показан внешний вид компрессора с оппозитным расположением ступеней и внешним трубопроводом.

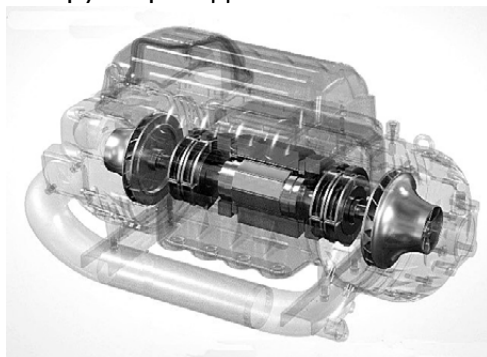


Рис. 1. Компрессор с оппозитным расположением ступеней и внешним трубопроводом

Такая конструктивная схема является предпочтительной особенно в случае использования ГДП, не требующих системы управления, но имеющих по сравнению с ЭМП меньшую несущую способность, так как позволяет значительно снизить осевые усилия, действующие на ротор компрессора и, следовательно, на упорные подшипники. В то же время наличие внешнего трубопровода снижает эффективность компрессора за счет дополнительных потерь между его ступенями.

Возможность применения ГДП лепесткового типа в холодильных центробежных компрессорах была показана в работах АО «ВНИИхолодмаш» в конце 90-х годов прошлого века [3], на основании которых был изготовлен и в 2007 году прошел испытания макетный образец [4]. Конструкция опытного образца компрессора (5) показана на рис. 2.

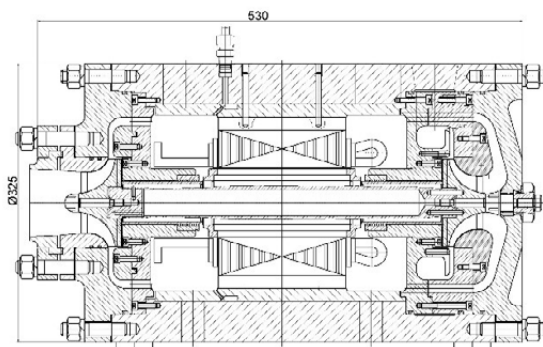


Рис. 2. Опытный образец компрессора АО «Вниихолодмаш»

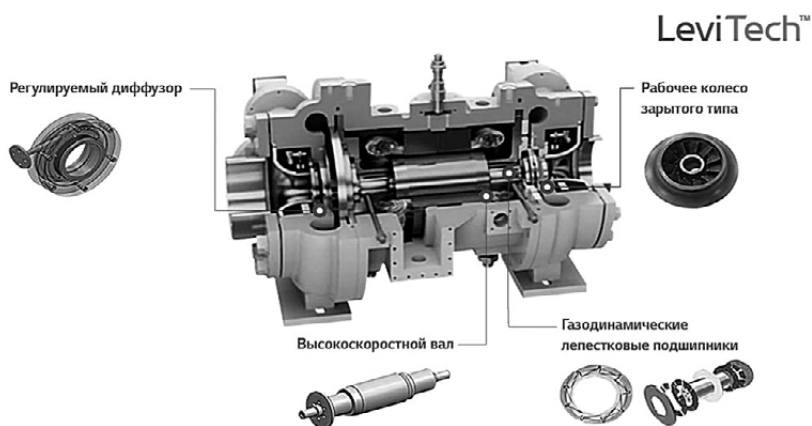


Рис. 3. Компрессор Ltvi Tech фирмы LG на ГДП

Одной из важных задач, решение которой определяет надежность работы ХЦК, является охлаждение встроенного высокочастотного электропривода. Этот вопрос частично был рассмотрен в работе [3, 4] Однако в них в основном уделено внимание влиянию использования охлаждения компрессора водяной рубашкой, уровня давления на величину потерь в ВЭД без учета взаимосвязи влияния этих потерь с характеристиками ступеней и циклом ХМ. Кроме того, экспериментальные данные по газодинамическим потерям при охлаждении ВЭД газообразным агентом получены при испытаниях малорасходного компрессора производительностью $Q_0 = 32$ кВт на агенте RC318, имеющего конструкцию полости ВЭД не приспособленную к пропуску всего количества агента, что привело к высоким потерям давления, при которых коэффициент потерь, определяемый по скорости во входном патрубке, составил величину более $\zeta = 6$.

В опытном образце компрессора АО «ВНИИхолодмаш», где для охлаждения ВЭП используется агент после сжатия в первой ступени, снижение скорости агента обеспечивается увеличением площади для прохода агента за счет введения зазоров на внешнем диаметре статора ВЭД. Это, как подтвердили испытания макетного образца, позволило снизить потери давления и получить коэффициент потерь менее $\zeta = 3$.

В компрессорах «Турбокор» и «Ltvi Tech» для охлаждения ВЭП используется агент после дросселирования из конденсатора. При этом, если в случае одностороннего расположения ступеней, как в компрессоре «Турбокор», для охлаждения без доработки конструкции возможно использование агента с давлением на уровне давления входа в первую ступень, то при оппозитном расположении ступеней возможен также вариант с использованием агента с давлением входа во вторую ступень.

Следует иметь в виду, что при использовании жидкого агента из конденсатора после дросселирования требуется специальная система автоматики, обеспечивающая дозированную подачу агента для охлаждения ВЭД на всех

режимах работы компрессора. Необходимо также учитывать, что при охлаждении на уровне давления входа в первую ступень первый пуск компрессора в составе ХМ будет проходить при более высоком давлении в полости ВЭП, соответствующем температуре окружающей среды.

Отсутствие в технической литературе данных по выбору конструктивных схем, а также схем охлаждения ВЭП и их влиянию на эффективность работы ХЦК с учетом характеристик ступеней и параметров цикла ХМ делает их определение при проектировании новой техники актуальной задачей. Основные тенденции развития производства ХЦК с ВЭП, опыт их эксплуатации, а также экспериментальные данные, полученные в последние 20 лет, позволяют решать эти задачи сегодня с большей достоверностью.

Рассмотрим влияние схемы охлаждения ВЭП на примере ХЦК с ГДП, выполненным по оппозитной схеме расположения ступеней, со встроенным высокочастотным электродвигателем (ВЭД) и внешним статическим преобразователем частоты (СПЧ). Опыт эксплуатации ХМ с компрессором «Турбокор» показал, что внешнее расположение СПЧ позволяет оперативнее решать вопросы ремонта в случае выхода из строя электроники, т.к. не требует демонтажа компрессора из системы ХМ. Однако, в этом случае, требуется своя система охлаждения СПЧ, например, водяное со встроенным теплообменником.

На рис. 4а представлена схема компрессора и на рис. 4б термодинамический цикл холодильной машины в координатах давление – P и энтальпия – h при охлаждении ВЭД агентом на уровне давления входа в первую ступень с учетом потерь давления на участке полость ВЭД – трубопровод подвода в первую ступень. В этом случае жидкий агент после дросселирования подается в «рубашку» или в специальный испаритель ВЭП, где испаряется и в виде влажного пара через форсунки поступает на лобовые части ЭД.

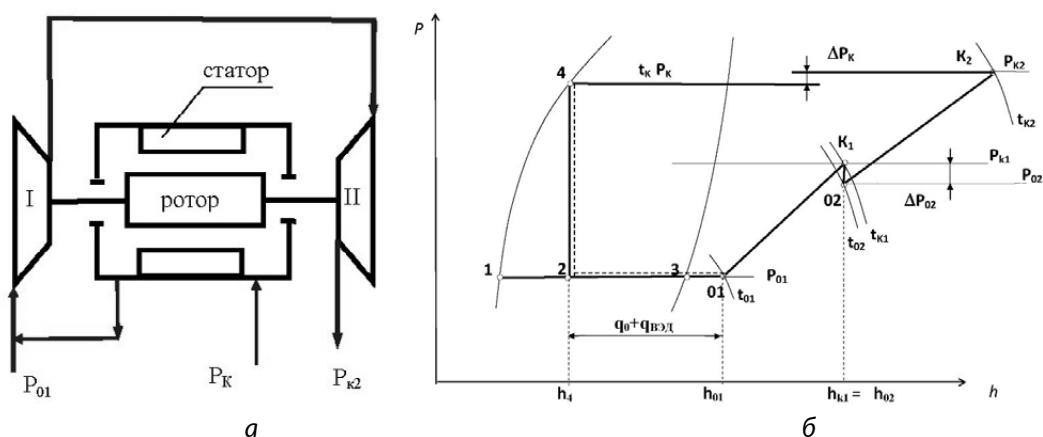


Рис. 4. Охлаждение ВЭД на уровне давления входа в первую ступень

После дросселирования агента из конденсатора (процесс 4–2) основная часть агента в количестве G_0 , обеспечивающее требуемую производительность холода Q_0 , поступает в испаритель, а часть G_1 подается на охлаждение

ВЭД. Из испарителя и полости ВЭД агент подается на всасывание первой ступени (процессы в испарителе и полости ВЭД показаны на рисунке 4в сплошной и пунктирной линиями (2-01).

После сжатия всего агента ($G_0 + G_1$) в первой ступени (процесс 01-K1), агент через трубопровод, соединяющий ступени, подается во вторую ступень. Процесс K1-02 характеризует снижение давления, вызванное гидравлическим сопротивлением внешнего трубопровода.

После сжатия во второй ступени (процесс 02-K2) агент поступает в конденсатор, где конденсируется, замыкая термодинамический цикл.

Таким образом, в этом случае сжатие агента, идущего на охлаждение ВЭД, происходит в обеих ступенях компрессора. Мощность процесса сжатия в компрессоре (в дальнейшем мощность компрессора - N_k) при этом:

$$N_{k1} = (G_0 + G_1) * \Delta h_k;$$

Здесь: $\Delta h_k = h_{k2} - h_{01}$ — удельная работа компрессора, определяемая разностью энтальпий на выходе (точка K2) и входе (точка 01) компрессора.

Схема и цикл варианта охлаждения ВЭД агентом на уровне давления входа во вторую ступень показан на рис. 5.

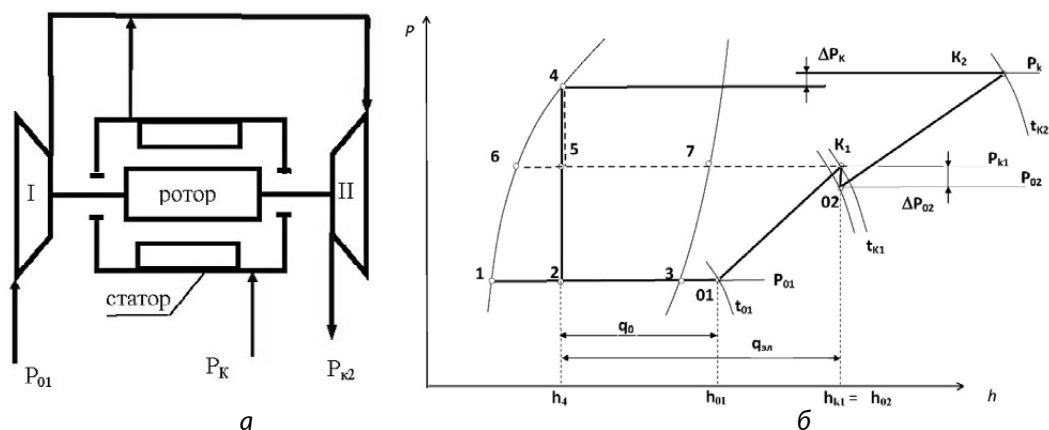


Рис. 5. Охлаждение ВЭД на уровне давления входа во вторую ступень

В отличие от предыдущего варианта в первую ступень после дросселирования до давления P_0 поступает агент только в количестве G_0 (процесс 2-01). На охлаждение ВЭД подается агент после дросселирования до давления P_{K1} в количестве G_2 (процесс 5-K1 пунктирная линия). Мощность компрессора в этом случае:

$$N_{k2} = G_0 * \Delta h_1 + (G_0 + G_2) * \Delta h_2,$$

где: $\Delta h_1 = h_{k1} - h_{01}$ — удельная работа первой ступени;

$\Delta h_2 = h_{k2} - h_{02}$ — удельная работа второй ступени.

Таким образом, при одинаковой холодопроизводительности на заданном режиме работы, по аналогии с циклом двукратного дросселирования, в этом варианте эффективность компрессора должна быть выше, чем при охлажде-

нии ВЭД агентом с давлением входа в первую ступень. При этом компрессора будут иметь различные проточные части. Эффективность каждого варианта будет определяться различием количества агента, подаваемого на охлаждение ВЭД, т.к. потери в ВЭД зависят от уровня давления в нем. Не сложно видеть, что при равенстве удельных работ ступеней в обоих вариантах исполнения систем охлаждения, эффективность компрессоров выравнивается при условии $G_2 = 2G_1$. В реальности, как будет показано ниже, эффективность компрессора в большей степени определяется действительными характеристиками ступеней и их согласованием.

В общем случае потери ВЭД включают электрические потери, определяемые КПД ЭД – $\eta_{эд}$ и механические потери, определяемые трением вращения ротора в плотной среде агента, которые переменны, так как зависят от режима работы компрессора.

На рис. 6 показаны схема и термодинамический цикл при охлаждении ВЭД потоком перегретого пара агента после сжатия в первой ступени. В этом варианте в компрессоре осуществляется сжатие только количество агента G_0 , необходимое для обеспечения холодопроизводительности. Основным преимуществом данной конструктивной схемы является полная «автономность» компрессора, так как его проверка и отладка всех элементов не требует специальных стендов, например, стенда с частичной конденсацией агента, обеспечивающей наличие жидкого агента в системе стенда, или работы в составе ХМ. Кроме того, не требуется дополнительных систем автоматики в ХМ, для контролируемой подачи жидкого агента на охлаждение ВЭД.

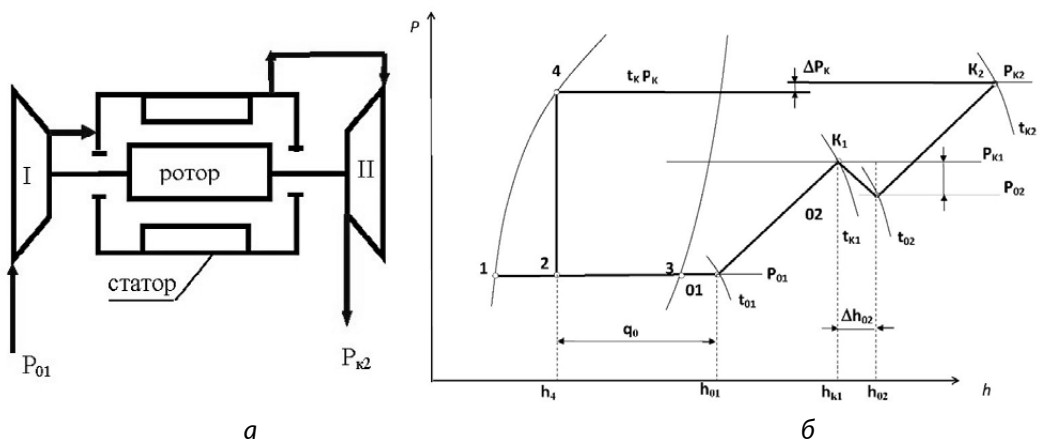


Рис. 6. Охлаждение ВЭД агентом после первой ступени

Охлаждение ВЭД осуществляется за счет подогрева агента, но при значительном падении давления агента с P_{k1} до P_{02} в полости ВЭД (процесс $k1-02$), что приводит к увеличению удельной работы компрессора на том же режиме по сравнению с предыдущими вариантами. Как показали испытания макетного образца компрессора при максимальной температуре агента

на выходе из первой ступени менее 450С температура обмотки ЭД не превышала 1000С. При этом подогрев агента за счет отвода тепла ВЭД составил не более 3-50С в пределах всей характеристики компрессора.

Мощность компрессора в этом варианте:

$$N_{k2} = G_0 * \Delta h_k;$$

где: $\Delta h_k = h_{k2} - h_{01}$.

Оценка эффективности рассмотренных вариантов охлаждения ВЭД выполнена на примере создания трех вариантов компрессоров на базе ВЭД компрессора АО «Вниихолодмаш» (рис.4), обеспечивающего при частоте вращения $n = 30000$ об/мин мощность $N = 100$ кВт.

Расчетный режим для всех компрессоров при работе в цикле однократного дросселирования на агенте R134a составил производительность холода $Q_0 = 350$ кВт при температуре кипения $t_0 = +30$ С и температуре конденсации $t_k = +40$ С.

В качестве первой ступени во всех компрессорах принята ступень с пространственным рабочим колесом и комбинированным диффузором. Вторая ступень для каждого варианта принималась в зависимости от требуемой объемной производительности путем уменьшения ширины проточной части переносом покрывного диска рабочего колеса первой ступени.

Для расчета потерь трения ротора в среде агента использовалась методика, предложенная в работе [4]. Электрические потери определялись через КПД ЭД, принятый для полученного диапазона частоты вращения компрессоров по данным разработчика равным 0,95.

Коэффициент потерь давления в обводном трубопроводе при охлаждении жидким агентом из конденсатора с учетом наличия двух поворотов и потерь трения был принят $\zeta = 2,0$.

Потери давления агента на участке полость ВЭД – вход в ступень при охлаждении жидким агентом, мало влияющие на результат, не учитывались.

При охлаждении ВЭД агентом после первой ступени коэффициент потерь принят $\zeta = 3,0$.

Количество агента, необходимого для охлаждения ВЭД определялось при условии подогрева до температуры входа в ступени компрессора. В этом случае:

- для варианта охлаждения на уровне давления первой ступени:

$$G_1 = Q_{nom1} / q_1, \text{ где } q_1 = q_0 = h_{01} - h_2$$

удельная холодопроизводительность цикла на уровне давления P_{01} ;

- для варианта охлаждения на уровне второй ступени:

$$G_2 = Q_{nom2} / q_2. \text{ где } q_2 = h_{02} - h_5$$

(рис. 5б) – удельная холодопроизводительность цикла на уровне давления P_{02} .

Выбор оптимальной геометрии проточной части и частоты вращения компрессоров для заданного режима работы, а также расчет характеристик выполнялся по программному комплексу ХЦК, работающему в цикле ХМ [7]. Характеристики компрессоров в виде зависимости эффективной мощности – N_e , холодопроизводительности – Q_0 и холодильного коэффициента – E_e

от температуры конденсации агента - t_k представлены на рисунках (7 а,б,в). Учитывая, что параметры ЭД связаны непосредственно с процессом сжатия в компрессоре, под эффективной мощностью будем понимать мощность, подведенную к электродвигателю.

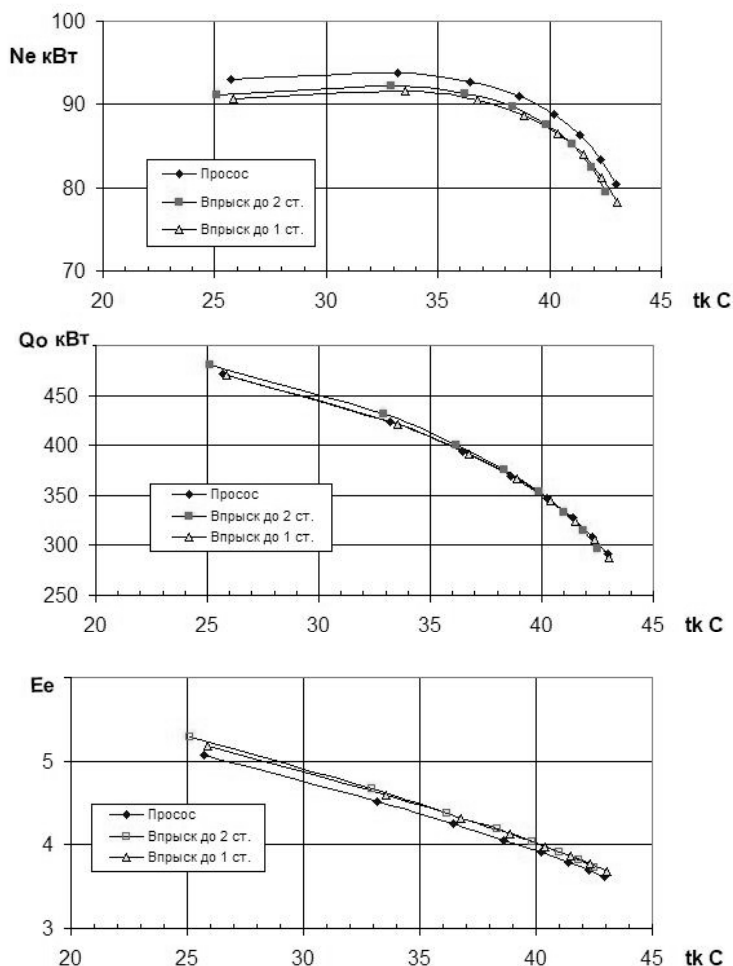


Рис. 6. Охлаждение ВЭД агентом после первой ступени

Расчет характеристик компрессора с учетом параметров цикла ХМ показал, что на расчетном режиме эффективность компрессора при охлаждении ВЭД жидким агентом на уровне давления входа во вторую ступень не смотря на большие потери трения при одинаковых электрических потерях та же, что и при охлаждении на уровне входа в первую ступень и увеличивается с уменьшением температуры конденсации за счет снижения потерь трения. При этом, так как на первой ступени требуется меньшее количество агента для обеспечения требуемой производительности, частота вращения оказалась ниже на 150 об/мин, но при большей ширине рабочего колеса второй ступени ($b_{22} = 6,1$ вместо $b_{21} = 6,0$), чем при охлаждении при давлении входа в первую ступень.

Большие потери ВЭД при охлаждении агентом после первой ступени приводят к снижению эффективности компрессора на 2-3% в пределах всей характеристики. Это происходит в том числе за счет увеличения потерь трения вследствие необходимости повышения частоты вращения ротора до 30550 об/мин, а также подогрева агента. Большая частота вращения позволила принять для второй ступени ширину $b_{22} = 6,0$ такую-же, как при охлаждении жидким агентом на уровне давления входа в первую ступень.

Выводы

1. Наибольшую эффективность ХЦК с ВЭП имеет конструктивная схема исполнения с односторонним расположением ступеней, требующая использования ЭМП, обеспечивающих большую несущую способность чем ГДП.
2. В случае применения ГДП, не требующих специальной системы управления, двухступенчатые ХЦК с ВЭП необходимо выполнять по схеме с оппозитным расположением ступеней, обеспечивающей минимальные осевые усилия на ротор компрессора и, следовательно, на упорные подшипники.
3. СПЧ целесообразно выполнять как самостоятельный элемент, устанавливая его вне компрессора, что позволяет снизить трудозатраты ремонта, исключая необходимость демонтажа компрессора при ремонте электроники СПЧ.
4. Охлаждение ВЭД жидким агентом из конденсатора ХМ после его дросселирования обеспечивает большую эффективность компрессора, чем охлаждение агентом после сжатия в первой ступени, но при оппозитном расположении ступеней дополнительные потери во внешнем трубопроводе, соединяющем ступени, приводят к снижению эффективности компрессора по сравнению с односторонним расположением ступеней.
5. Использование жидкого агента для охлаждения требует введения в ХМ дополнительной системы автоматики, обеспечивающей дозированную подачу агента в полость ВЭД на всех режимах работы компрессора.
6. Подача агента на охлаждение ВЭД на уровне давления входа в первую или во вторую ступень незначительно влияет на эффективность компрессора, так как величина механических потерь составляет не более 2% мощности процессов сжатия компрессора. Окончательный выбор варианта системы охлаждения ВЭД целесообразно принимать с учетом реальных характеристик ступеней и их согласования на всех режимах работы компрессора
7. Компрессор с охлаждением ВЭД агентом после сжатия в первой ступени имеет меньшую эффективность из-за больших газодинамических потерь и подогрева. Преимуществом такой схемы исполнения компрессора являются меньшие габариты, за счет отсутствия внешнего трубопровода, отсутствие дополнительных систем в управлении ХМ, а также отсутствие необходимости в специальных стендах или ХМ при проверке и отладке элементов компрессора.

Список литературы

1. S2M news 2002. Magnetic Bearings: Leadership based on Experience. August 2002.
2. The Danfoss Turbocor® Portfolio of Oil-Free Compressors Fact Sheet | Models TTS, TGS, TTH, TGH, VTT and VTX. © Danfoss | Produced by DCS (DTC)| 2022.11r.
3. К вопросу создания микрорасходных турбокомпрессоров для бытовых и промышленных кондиционеров. И.Я.Сухомлинов, Д.Л.Славуцкий, М.В.Головин, И.Ю.Савельева. // Тезисы докладов XI международной научно-технической конференции по компрессорной технике. 27-29 мая 1998. г. Казань. СПб, 1998. С.150-151.
4. Сухомлинов И.Я., Головин М.В., Савельева И.Ю., Таганцев О.М. Выбор системы охлаждения встроенного высокочастотного электропривода холодильных центробежных компрессоров. // Холодильная техника. 2003. N8. - с.19-23.
5. Сухомлинов И.Я., Головин М.В. Герметичный холодильный центробежный компрессор на газодинамических подшипниках // Труды XVI Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. Том II. Санкт-Петербург 23-25 сентября 2014г. с.13-21.
6. Чиллеры с водяным охлаждением конденсатора и безмасляным центробежным компрессором. Энергоэффективные технологии LG – 2015. с.80.
7. Сухомлинов И.Я. Математическое моделирование центробежных холодильных компрессоров. Холодильная техника. 1986. N8. с.29-31.

УДК 621.515.1

ОПТИМИЗАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СТУПЕНИ

А.С. Муравейко¹, О.В. Маракуева¹, Д.В. Ворошнин²,
Е.В. Дубинин³, Н.Г. Хасанов³

¹ООО «НУМЕКА», г. Санкт-Петербург, Россия

²ООО «Инженерный Центр Численных Исследований»,
г. Санкт-Петербург, Россия

³АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
o.marakueva@numeca.ru

Введение

В рамках сотрудничества с АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» компания «НУМЕКА» проводит комплекс работ по 3D CFD моделированию и оптимизации центробежных компрессоров.

Объектом исследования является первая ступень центробежного компрессора, предназначенного для компримирования углеводородного газа. Работа посвящена оптимизации геометрии данной ступени на новые ус-

ловия эксплуатации. Проведена предварительная валидация результатов численного моделирования течения, целью которой являлось определение конфигурации расчетной модели, обеспечивающей согласование с экспериментальными данными.

Исходные данные

Рассматриваемая ступень включает в себя входной регулирующий аппарат (ВРА), рабочее колесо (РК), лопаточный диффузор (ЛД), обратный направляющий аппарат (ОНА) и притрактовые полости, которые формируют газодинамическую проточную часть (рис. 1).

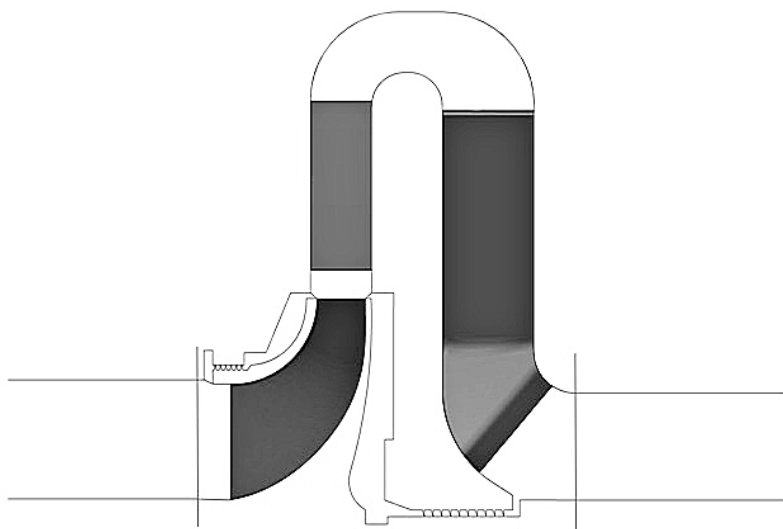


Рис. 1. Геометрическая модель ступени

Результаты идентификации

Расчеты выполнены с помощью Numeca Fine/Turbo v.16.1. Расчетная сетка – гексагональная блочно-структурированная, построенная в Numeca AutoGrid5. Общий объем сетки составляет 5.4 млн узлов. Модель является низко-рейнольдсовой: y^+ на всех твердых поверхностях, за исключением задней подрезанной кромки РК, не превышает 5.

Для проведения идентификации 3D CFD модели на воздухе исходная ступень рассматривается в варианте без ВРА. Ниже приводятся результаты моделирования ступени с различными настройками моделей. Согласно ТЗ на оптимизацию, номинальная точка в эксперименте имеет следующие параметры: $\varphi_0^* = 0.131$, $\psi^* = 0.495$, $\eta^*_{\text{пол}} = 82\%$, помпажный запас = 31%. В расчете за номинальную принята точка с тем же значением коэффициента политропного напора. На рис. 2 представлены расчётные интегральные характеристики, а в табл. 1 – отклонение расчетных данных от эксперимента в номинальной точке. Наблюдается отклонение по расходу в заперении для всех расчетных

характеристик. У веток SA и SST в области номинальных точек присутствует перегиб, связанный с присутствием на периферии РК отрыва, который исчезает при повышении давления, что и обуславливает перегиб на расчётной характеристике. В постановке с k-ε отрыв отсутствует.

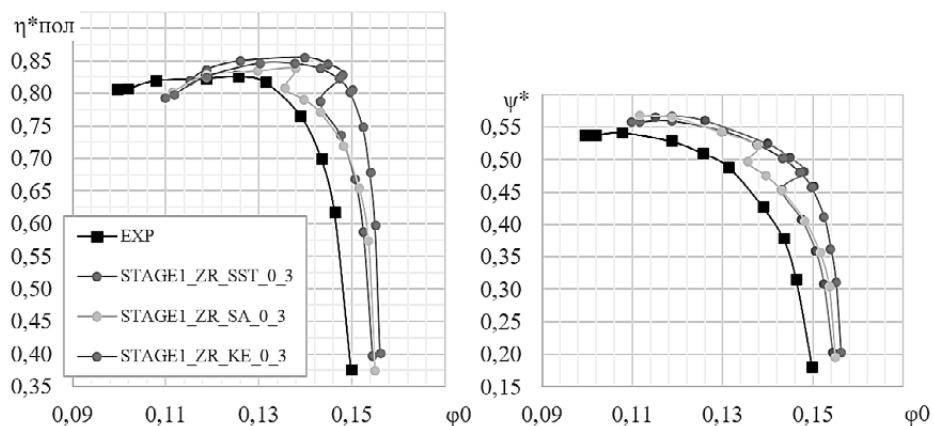


Рис. 2 Интегральные характеристики для различных моделей турбулентности

Таблица 1. Отклонение расчетных моделей от эксперимента в номинальной точке

	φ_0 ном	$\eta^*_{пол}$ ном	Помп. запас
SST (φ_0 ном = 0.145)	10.7 %	2.6%	-5.2%
SA (φ_0 ном = 0.136)	3.8 %	-1.2 %	-9.5%
k-ε (φ_0 ном = 0.143)	9.2 %	1.8 %	-0.8%

На положение перегиба влияние оказывают притрактовые полости с лабиринтными уплотнениями, а также способ инициализации (доп. точка на характеристике SST), однако, вверх и вниз по ветке от перегиба решения при различной инициализации согласуются. На основе табл. 1 и с учетом наличия перегибов по ветке у SST и SA, рабочей моделью турбулентности принята k-ε.

Учет перетечек в модели приводит к увеличению помпажного запаса на 3%, остальные интегральные параметры аналогичны модели с гладкой проточной частью. Учет галтелей в РК сдвигает характеристику в область меньших расходов и приводит к понижению помпажного запаса на 3%.

Результаты оптимизации

Целевые параметры оптимизации ($Mu=1.00$, $N=21800$ об/мин) приведены в табл.2. По ТЗ номинальный коэффициент расхода равен 0,125. Ввиду того, что расчётные характеристики завышают расход относительно экспериментальных, то за номинальный коэффициент расхода принят 0,131. Итоговые параметры в контролируемых точках и требования к параметрам в них представлены в табл. 2. Далее указанные точки представлены на рисунках с характеристиками.

Таблица 2. Параметры в контролируемых точках

	110%	100%	80%	76%
φ_0	0.144	0.131	0.105	0.1
ψ^* , минимум	-	0.502	-	-
$\eta_{\text{пол}}$, минимум	$\eta_{\text{пол ном}} - 0.12$	0.86	$\eta_{\text{пол ном}} - 0.02$	-
Помп.запас, %	-	0	25	31.12
Зап.запас, %	9.09	-	-	-
Гв, кг/с	4.07	3.7	3.96	2.82

Выполнена параметризация геометрии ступени в ПО CONCEPTS NREC AxCent (рис. 3)

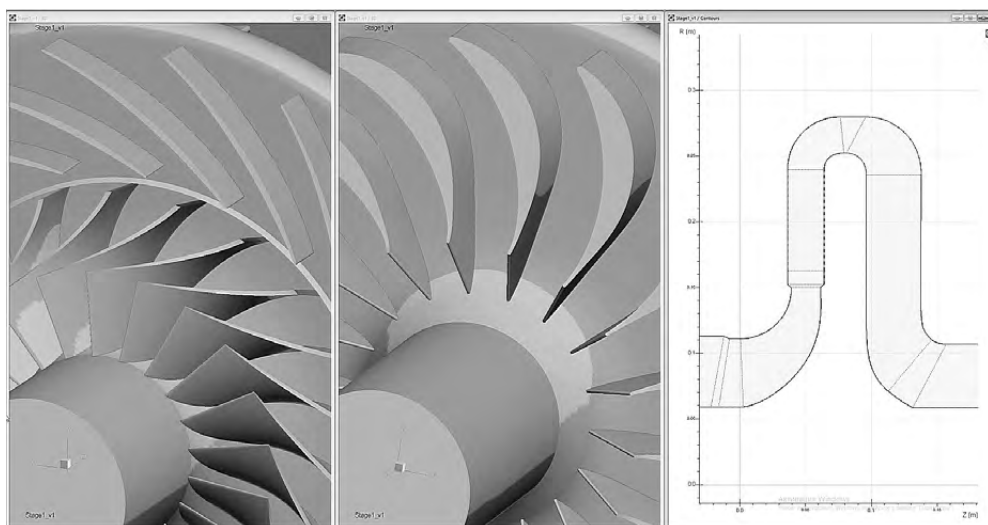


Рис. 3. Параметрическая модель первой ступени в ПО AxCent

Исходная геометрия на требуемых оборотах существует на расходах, существенно больших, чем необходимо. Поэтому параметрическая модель была подвергнута модификации с целью обеспечения требуемого проектного расхода. В итоге отправным вариантом для оптимизации выбрана модификация 14.

Задачи оптимизации решаются в ПО FINE/Design3D с использованием алгоритмов MINAMO. Решено несколько последовательных задач оптимизации.

- Варьируются следующие параметры (всего 99):
- Углы РК, ЛД и ОНА;
- Навал РК на входе;
- Толщины РК, ЛД и ОНА;
- Обводы канала перед РК, РК, ЛД, поворотного колена, ОНА и выходного канала;
- Кол-во лопаток РК, ЛД и ОНА (=CA);
- Угловое положение CA.

Ограничения:

- Выходной угол потока в рабочей точке может варьироваться в диапазоне от -5° до 5° ;
- Минимальный коэффициент политропного напора в рабочей точке – 0.502;
- Навал РК от -30° до 30° ;
- Помпажный запас не менее 30%;
- Запас по запираению не менее 9%;
- Разница политропного КПД между точками с расходом 100 и 110% не более 12%;
- Разница политропного КПД между точками с расходом 100 и 80% не более 2%.

Критерий – Повышение КПД в рабочей точке.

Для решения задачи требуется генерация базы данных на 300~400 вариантов геометрий и около 200-400 обращений к модели во время оптимизации (рис.4).

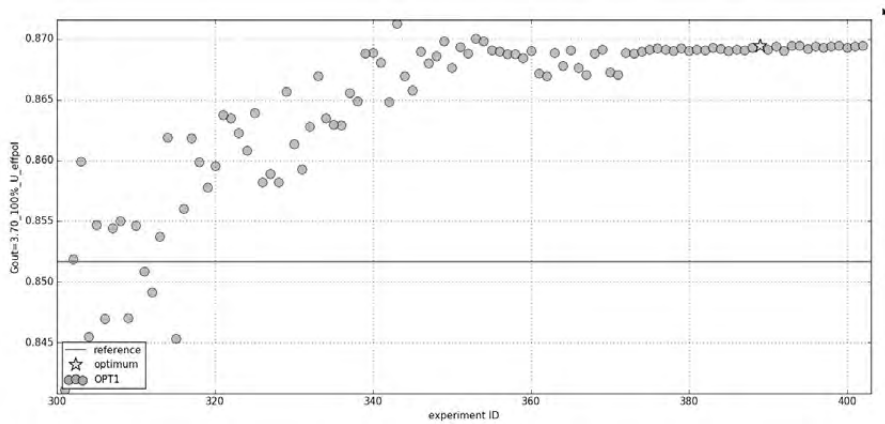


Рис. 4. История сходимости задачи оптимизации

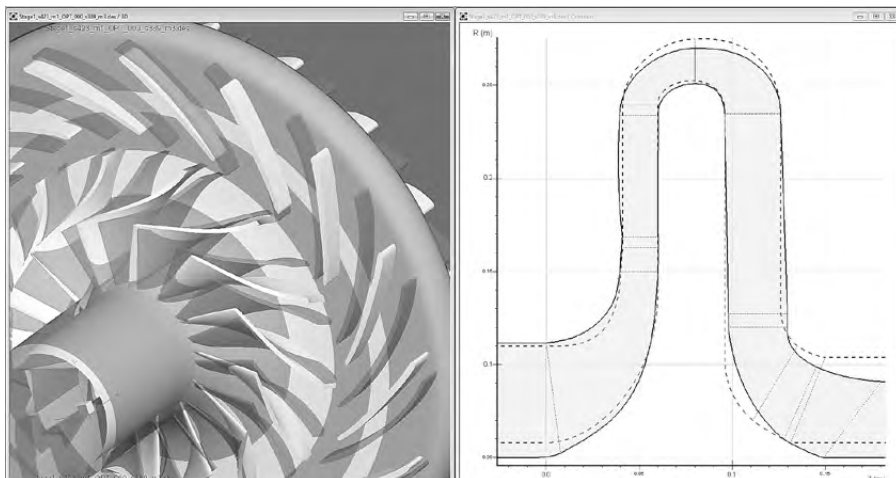


Рис. 5. Наложение геометрий ступеней: исходной (пунктирные линии и оранжевая заливка) и оптимизированной (сплошные линии и белая заливка)

На рис. 6 представлено сопоставление характеристик модели, с которой начиналась оптимизация (вариант 14 без полостей и галтелей), и финальной (с галтелями и полостями). На рис. 5 представлено сравнение этих геометрий в виде наложения друг на друга.

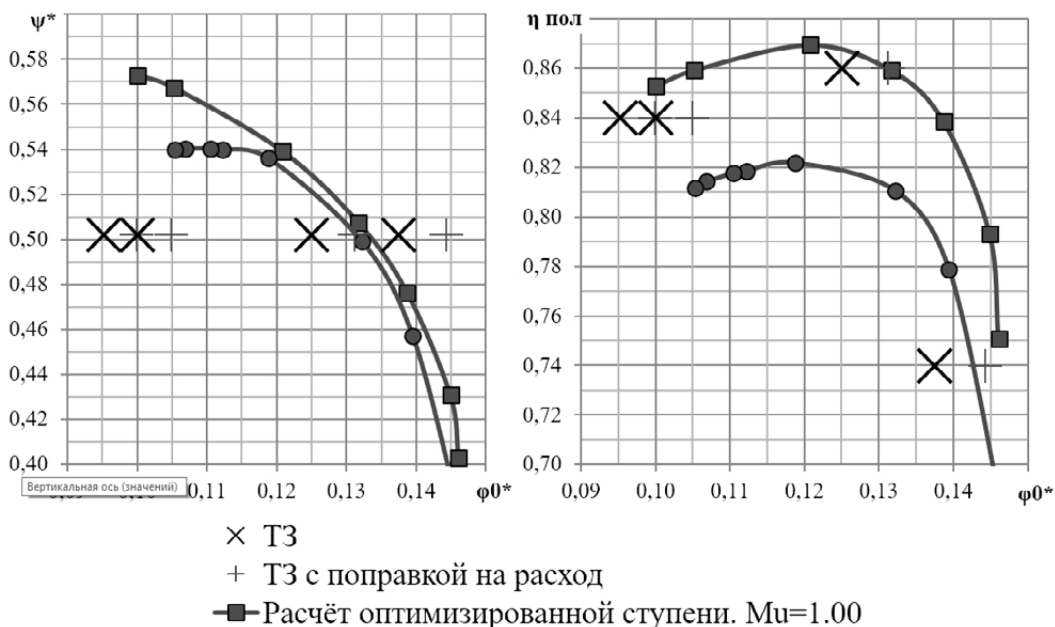


Рис. 6. Расчётные характеристики исходной (модификация 14) и оптимизированной ступеней

Результаты испытаний

На стенде АО НИИТК проведены экспериментальные исследования полученной оптимизированной ступени, но для упрощения изготовления выполнен ряд модификаций: выпрямлены обводы ЛД; обводы поворотного колеса описаны дугами окружности и отрезками прямых; выпрямлены обводы ОНА; обводы СА описаны дугами окружности и отрезками прямых; форма задней кромки ОНА изменена с тупой на круглую; угловое положение СА изменено на положение кромка-в-кромку относительно лопатки ОНА.

Как показали дополнительные расчёты (рисунок 7) на подобной геометрии, на режиме $Mu=0.95$ это привело к недобору КПД в 0.7% относительно оптимизированной геометрии (в первую очередь за счёт уменьшения горла ЛД). На данном режиме в номинальной точке получен экспериментальный КПД, равный 81.8%, что в случае проектного режима ($Mu=1.00$) привело бы к величине КПД 82.7%. Таким образом, если бы геометрия была изготовлена в соответствии с оптимизированной моделью, можно было бы ожидать 83.4% КПД при испытаниях на проектном режиме $Mu=1.00$. Что всё равно недостаточно относительно целевого уровня КПД, равного 86%.

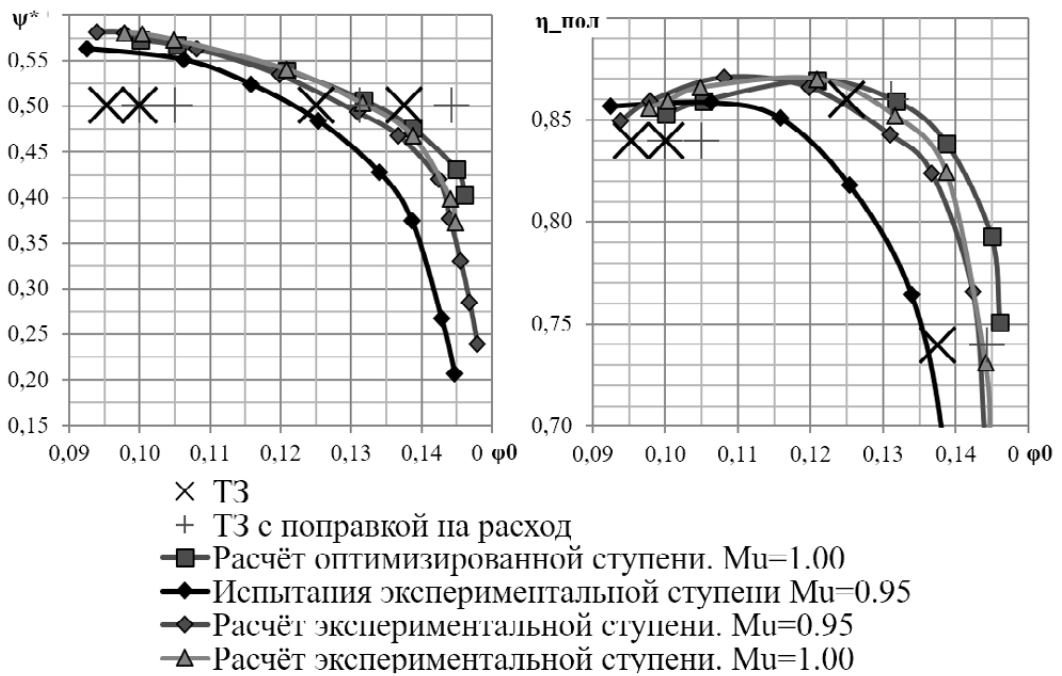


Рис. 7. Сопоставление характеристик расчётных и экспериментальных

Стоит отметить, что экспериментальный максимум КПД полученной ступени равен 86% (в исходной ступени он составлял 82.5%), но находится в области с меньшими расходами, чем рабочий, что связано с требованием ТЗ на разницу КПД между рабочей точкой и точкой вблизи границы устойчивой работы.

Модификация

После получения результатов экспериментальных испытаний, с целью повышения КПД выполнен поиск альтернативной геометрии ступени, которая обладает такими же или меньшим помпажным запасом (но не менее 25%), у которой ослаблены требования к разнице КПД вдоль ветки. Самый простой способом достичь этой цели – увеличение площади горла ЛД для смещения всей ветки в область больших расходов, так как максимум КПД ступени находится на меньших расходах, чем рабочий (рис. 7).

В ходе ручной модернизации варьировались: обводы РК, ЛД и БЛД; углы ЛД; выходные углы РК. Финальными рассматриваемыми вариантами стали №12, 15. Вариант №12 представляет собой модификацию с раскрытием проходной площади диффузора за счёт изменения обводов, коррекции лопаточных углов и небольшим увеличением высоты РК на выходе для обеспечения менее резкого увеличения площади БЛД. Вариант №15 представляет собой модификацию 12 варианта с уменьшенными выходными углами РК, так как 12 вариант характеризуется завышенным напором в рабочей точке.

После обсуждения полученных результатов с Заказчиком принято решение о рассмотрении варианта №12 без изменения ротора относительно оптимизированной геометрии, что аналогично добавлению диффузорной системы (БЛД + ЛД + половина поворотного колена) №12 в оптимизированную геометрию. Но подобный вариант (он назван №19) показал падение КПД относительно 12 варианта (табл. 4).

Так как путей повышения эффективности без полного перепроектирования с учётом имеющихся ограничений и требований не было больше видно, диффузорная система посчитана в составе экспериментальной ступени на экспериментальной частоте вращения ($Mu=0.95$), чтобы оценить реальный возможный прирост КПД при повторных испытаниях. В противоположность результатам, полученным на $Mu=1.00$, данный вариант продемонстрировал огромный КПД ступени, равный 2.4% относительно экспериментальной геометрии при $Mu=0.95$. Поэтому принято решение о расчёте данной ступени на проектной частоте вращения, что позволило достичь расчётной величины КПД 87%. Полученный прирост КПД обусловлен комбинацией параметров выбранных элементов, и в данном случае немаловажную роль сыграли потери в ОНА-СА, которые в случае экспериментального исполнения заметно ниже, за счёт уменьшения кромочных потерь. На рис. 8 и в табл.3 продемонстрированы расчётные характеристики финального и оптимизированного вариантов ступени.

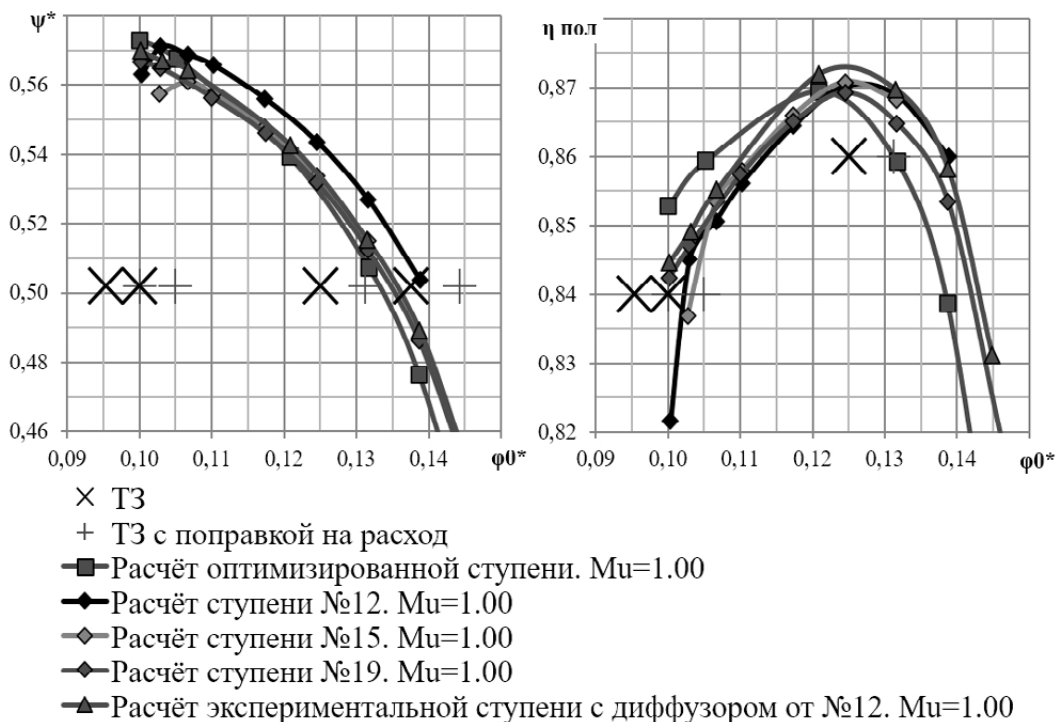


Рис. 8. Расчётные характеристики различных вариантов ступени

Таблица 2. Параметры в контролируемых точках

	ϕ_0^*	η пол	ψ^*	Помп. запас (%)
оптимизированная ступень	0.132	0.859	0.507	31.371
m12	0.132	0.869	0.527	27.664
m15	0.132	0.868	0.515	23.300
m19	0.132	0.865	0.512	31.315
exp+diff12	0.132	0.870	0.515	31.308
exp	0.132	0.852	0.504	34.399

Заключение

В ходе работы выполнена оптимизация геометрии ступени центробежного компрессора на новые условия эксплуатации. Расчётные интегральные параметры конечной модели представлены в таблице ниже.

	ϕ_0^*	η пол	ψ^*	Помп. запас (%)
exp+diff12	0.132	0.870	0.515	31.308
оптимизированная ступень	0.132	0.859	0.507	31.371
exp	0.132	0.852	0.504	34.399

Опираясь на результаты моделирования, можно предположить, что в эксперименте КПД ступени на $M_u=0.95$ составит 84.4%, соответственно можно спрогнозировать, что на $M_u=1.00$ КПД составит 84.7%.

Обоснованием того факта, что в ходе оптимизации не был получен финальный вариант геометрии может служить несколько факторов:

1. оптимизация проводилась без учёта притрактовых полостей;
2. в ходе работы было выявлено влияние инициализации на решение для точек вблизи ГУ.

Список литературы

1. Japikse D., Marscher W.D., Furst R.B. Centrifugal Pumps Design and Performance.
2. C. Hirsch, Numerical Computation of Internal & External Flows: the Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, 2nd ed. Butterworth - Heinemann (Elsevier), 2007.
3. Japikse D. Nicholas C. Baines "Introduction to Turbomachinery", Concepts ETI, Inc., 1997
4. NUMECA Int., "Flow Integrated Environment", User Manual, Numeca Int., Brussels, Belgium, 2014.

СОЗДАНИЕ РЯДА ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ. ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЯХ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Ш.Ш. Биктимеров, Р.Ю. Скобелев, Е.В. Дубинин, И.В. Фаляхов
АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия
Roman.Skobelev@niitk.ru

Турбодетандерные агрегаты (далее – ТДА) применяются в различных отраслях промышленности, являются уникальными машинами, выпускаемые малыми сериями или по индивидуальным заказам. Основное назначение ТДА это расширение газа в детандерной ступени с понижением его температуры и последующим дожатием в компрессорной ступени, за счет использования механической энергии, создаваемой ступенью детандера. ТДА не требуют подвода энергии для совершения процесса и благодаря этому обладают быстрой окупаемостью. В зависимости от состава охлаждаемого газа и параметров работы ТДА можно применять для очистки газа с получением различных целевых компонентов.

Исходя из температурных режимов эксплуатации ТДА выделяют следующие основные области применения турбодетандерных агрегатов в нефтегазовой отрасли:

- Охлаждение добываемого газа перед транспортировкой. Охлаждение газа до температур 0 ... -2°C на станциях охлаждения газа для дальнейшей транспортировки в районах Крайнего севера.
- Очистка добываемого газа от тяжелых углеводородов (фракция C5+) и конденсата. Охлаждение газа до температур перехода в жидкую фазу газового конденсата (-30 ... -40°C) на объектах добычи газа, промысловых УКПГ.
- Получение жидкого пропана (C3+) и бутана (C4+). Охлаждение газа до температур перехода в жидкую фазу пропан-бутановых фракций (-60 ... -80°C) на объектах по переработке газа (ГПЗ).
- Получения сухого отбензинного газа, ШФЛУ и диэтанализация природного газа. Охлаждение газа до температур -100 ... -110°C на объектах по переработке газа (ГПЗ).
- Сжижение природного газа (СПГ). Охлаждение газа до температур перехода в жидкую фазу метана (-160 ... -180°C) на заводах среднетоннажного и крупнотоннажного СПГ.

Учитывая динамичное развитие инфраструктуры нефтегазового сектора с применением ТДА и возросший спрос на Российском рынке нефтегазового оборудования, работа по освоению рынка ТДА с 2016г. стала стратегической задачей для АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» (входят АО «Группа ГМС»).

Для развития данного направления потребовалось изучение отечественного и зарубежного опыта современной турбодетандерной техники, а также реализация ряда научно-исследовательских работ, направленных на создание современных расчетных программ и методик, а также построение ряда высокоэффективных проточных частей ТДА.

На момент начала работ в институте и заводе уже был определенный опыт по созданию и серийному выпуску в 80-90 годы турбодетандеров с масляными подшипниками скольжения марок БДКА 2-4 УХЛ1 (температура на выходе турбины -100°C) для газоперерабатывающей промышленности Западной Сибири; а также ТКО 75/42 (температура на выходе турбины -105°C) для получения гелиевого концентрата на Оренбургском гелиевом заводе. Данные установки успешно эксплуатируются и в настоящее время.

Современный уровень программных средств проектирования проточных частей турбин позволили пересмотреть подход к проектированию ТДА традиционными методами.

Начиная с 2016 года АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и АО «Казанькомпрессормаш» начали выпуск современных турбодетандерных агрегатов на активных магнитных подшипниках МТДА 8,4-9,7 МП УХЛ1 «Северо-Русское м/р» (температура на выходе турбины -62°C) и МТДА 8,6-9,9 МП УХЛ1 «Харбейское» м/р (температура на выходе турбины -66°C), а также с масляными подшипниками скольжения БДКА 4,2/15 ХЛ1 «Восточно-Мессояжское» м/р (температура на выходе турбины -18°C).

Параллельно с этими работами проходила научная деятельность АО «НИИтурбокомпрессор» по созданию высокоэффективного ряда проточных частей ТДА и созданию ТДА с АМП отечественного производства.

В первую очередь была реализована теоретическая научная работа «Освоение расчётных программ ТДА на основе CFD моделирования. Разработка базовой ступени и параметрического ряда ТДА». Для возможности реализации НИР отдел газодинамических расчетов создал математическую модель конденсирующихся смесей, которая позволяет определять фазовый компонентный состав рабочего газа и рассчитывать ТДА при работе в двухфазных средах (т.к. при расширении газа в ТДА происходит частичная конденсация компонентов газа).

По данной математической модели специалистами АО «НИИтурбокомпрессор» разработана расчетная программа для определения теплофизических свойств рабочих газов ТДА с учетом двухфазности потока. Освоена расчетная программа по моделированию проточных частей радиальных турбин на основе одномерных струй тока, которая позволила провести ряд теоретических исследований для разработки модельной базовой ступени (статорные и роторные части) турбины ТДА и формирование на её основе ряда ступеней с целью перекрытия требуемого диапазона по расходу и перепаду давлений. Газодинамические характеристики базовой ступени и её модификаций определялись средствами вычислительной гидродинамики.

По результатам реализации данной НИР создан теоретический ряд ТДА с расчетными газодинамическими характеристиками с широким диапазоном по параметрам применения. Также была создана оптимальная геометрия проточной части модельной турбинной ступени, обеспечивающая целевые показатели эффективности, напора и производительности. Критерием достижения целевых показателей НИР было получение высокоэффективной степени ТДА с КПД турбинной ступени не менее 87%, что соответствует мировому уровню.

После реализации теоретической части НИР, потребовалась верификация (проверка и подтверждение правильности) расчетных данных на экспериментальном стенде. Поэтому было принято решение создать стенд газодинамических испытаний ТДА и был дан старт научной работе «Экспериментальные исследования ряда модельных турбинных ступеней».

Целью данной научно-исследовательской работы являлось проведение экспериментальных исследований модельных центростремительных турбинных (детандерных) ступеней с получением подтвержденных газодинамических характеристик ряда детандерных ступеней на модельном газе — воздухе.

НИР «Экспериментальные исследования ряда модельных турбинных ступеней» состояла из нескольких этапов:

1. Разработка документации на модельную проточную часть, включая модельное рабочее колесо с 6-ю возможными модификациями по расходу и напору.
2. Разработка документации на испытательный стенд включая систему автоматизации и измерений.
3. Разработка методики испытаний.
4. Разработка методики обработки эксперимента.
5. Испытания. Обработки результатов.

В ходе проведения НИР был спроектирован и изготовлен стенд для исследования модельных турбинных ступеней, который разместили на территории опытно-промышленного производства АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (рис. 1), а также изготовлено модельное турбинное колесо с наружным диаметром 300 мм. Модельная турбинная ступень (рис. 2) разработана не для конкретного проекта ТДА, работающего при заданных параметрах (расход, давление, температура, свойства газа), а в виде базового геометрического исполнения проточной части, которое позволило получить её безразмерные газодинамические характеристики (коэффициент расхода, коэффициент удельной работы, критерии Маха) в широком диапазоне модификаций по расходу и окружным скоростям. Данный подход позволяет применять как базовую ступень, так и её модификации при реализации различных проектов (используя нужную модификацию).



Рис. 1. Стенд исследования турбинных ступеней ТДА



Рис. 2. Модельная турбинная ступень ТДА

Объект исследования — базовая и модифицированные по расходу и напору детандерные ступени ряда турбодетандерных агрегатов представляют собой ступени концевой типа. Каждая ступень состоит из входной камеры, соплового аппарата, базового осерадиального полуоткрытого рабочего колеса и выходного диффузора. Ступени ряда предназначены для применения в составе ступеней турбодетандерных агрегатов находящихся в диапазоне коэффициентов расхода Φ_n от 0,08 до 0,01 и условных числах Маха Mu_1 до 0,825.

Стенд включает в себя компрессора сжатого воздуха, нагрузочное устройство — мотор-весы, мультипликатор, подшипниковую опору, экспериментальную ступень, выходной диффузор, газовые коммуникации, систему смазки, систему автоматической защиты и систему измерений в составе информационно-измерительного комплекса. Схема экспериментального стенда на рис. 3.

Технические характеристики стенда:

Производительность воздуха	10 000 нм ³ /ч (компрессор 43ВЦ-160/9)
Давление на подаче в турбину	до 9 кгс/см ²
Температура на подаче в турбину	до 100 °С (темпер. перепад до 100 °С)
Частота вращения	21 000 об/мин
Мощность мотор-весов	500 кВт

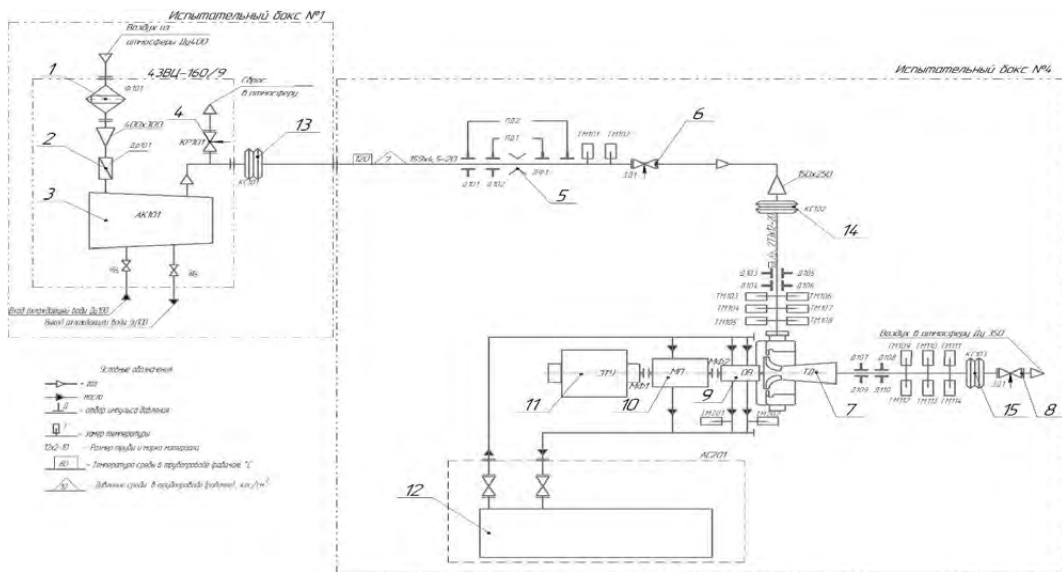


Рис. 3. Схема экспериментального стенда

Совместная слаженная работа производства, конструкторов и научных сотрудников позволило в кратчайшие сроки провести экспериментальную часть с получением целевых показателей в рамках стратегического направления «Турбодетандерные агрегаты».

Всего за время исследований проведено более 45 испытаний модификаций турбинной ступени. Выполнен весь требуемый объём экспериментальных исследований. В рамках работ по данной НИР достигнуты все целевые показатели, как по эффективности, так и по диапазону устойчивой работы. Экспериментальные характеристики $\eta_{из}=f(\Phi_n, \mu_{1})$ подтверждают результаты численных расчётов и позволяют с уверенностью участвовать в проектах по поставке ТДА различного назначения и сложности.

Характеристики ряда ступеней ТДА приведены на рис. 4.

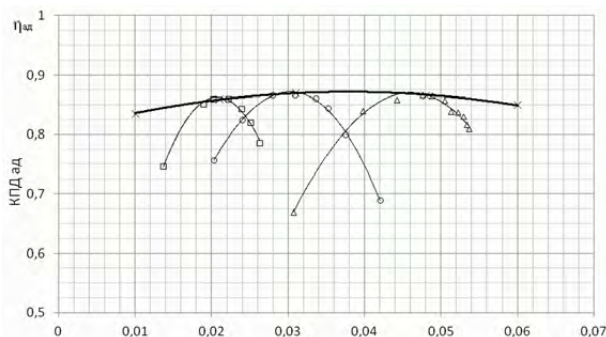


Рис. 4. Зависимость КПД адиабатного от условного коэффициента расхода для ряда ступеней Descoboost при $\mu_{1}=0,6$ Δ - Базовая ступень турбодетандера ($=1$) \circ - Ступень турбодетандера ($=0,7$) \square - Ступень турбодетандера ($=0,46$) \times - огибающая КПД адиабатного в непрерывном ряду применения ступени по расходу

По результатам реализации НИР стала возможна разработка, изготовление и поставка ТДА с широким диапазоном по параметрам применения: степенью расширения $P_t = 1,1 \dots 4,0$; производительностью до 43,2 млн м³/сут.; КПД турбины 88%; температурным перепадом до 70°C и мощностью 8 МВт и выше.

Результаты НИР использованы при проектировании турбодетандерных агрегатов МТДА 15,1-5,6 МП ХЛ1 «Новопортовское» м/р ООО «Газпромнефть-Ямал» и МТДА-12,1-7,9 УХЛ4 «Балтийский ГПЗ» ООО «Газпром Линде Инжиниринг».

В качестве компрессорных ступеней ТДА применяются высокоэффективные ступени ГПА разработки АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Данные ступени разработаны в рамках работ по созданию высокоэффективных ГПА. Ступени опробованы на следующих проектах: 6ГЦ2-322/58-76 «Балашовская», 6ГЦ2-350/77-101 «Пикалевская», СПЧ-16/21-2,2 «Вынгаяха», 7ГЦ2-660/56-67 «Заволжская». Имеют высокий КПД до 87% и подтвержденные газодинамические характеристики на реальном газе.

Пример типовой конструкции турбодетандера разработки АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» с применением турбинных ступеней ряда ТДА приведен на рис.5.

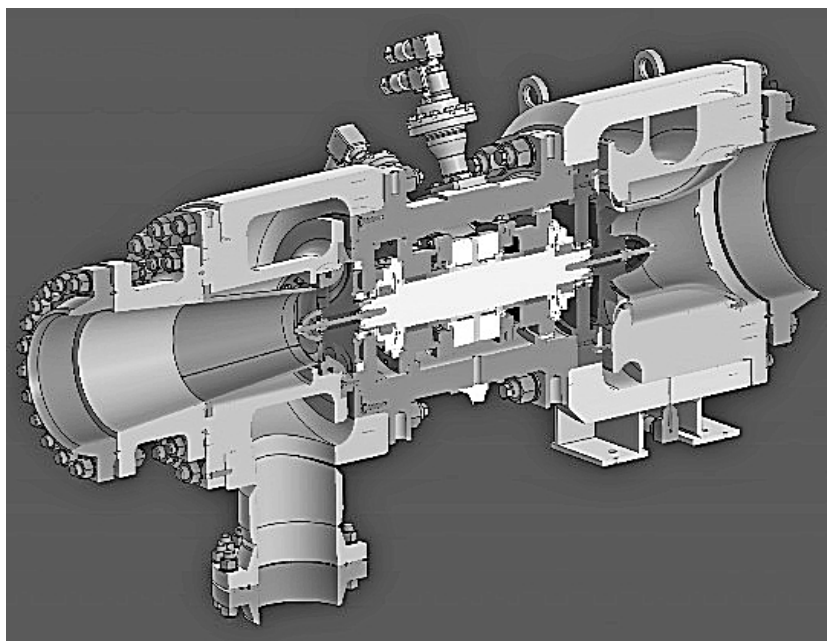


Рис. 5. Разрез 3D модели турбодетандера разработки АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»

Выводы

1. Спроектированная проточная часть обеспечивает высокий уровень эффективности в диапазоне её применения на уровне известных мировых аналогов, со следующими результатами:

-
- получены ГДХ базовой ступени ряда турбинных ступеней в диапазоне её применения по условным числам Маха $Mu_1 \Sigma [0,45...0,825]$ и различных углах установки лопаток соплового аппарата $\alpha_1 \Sigma [10,5...20,5]$;
 - получены экспериментальные характеристики разрабатываемого ряда проточной части в рамках её модификации по расходу при $Mu_1 \Sigma [0,45...0,825]$ и $\alpha_1 \Sigma [10,5...20,5]$;
2. Подготовлена теоретическая основа для проектирования турбодетандерных агрегатов на основе ступеней ряда ТДА.
 3. Возможность реализации большого перепада энергии в турбинной ступени и широкий диапазон регулирования производительности благодаря сопловому аппарату, позволяют перекрыть весь диапазон промышленного применения одной лопаточной решеткой турбинного колеса – создавать машины на основе теории подобия, что сокращает сроки проектирования.
 4. На основе полученных ступеней начата работа по формированию типоразмерного ряда корпусов турбинных ступеней ТДА;
 5. Создана расчетная база для выполнения качественного газодинамического расчета и получения модели;
 6. На основе результатов НИР разработаны и испытаны два турбодетандерных агрегата высокой мощности МТДА 15,1-5,6 МП ХЛ1 «Новопортовское» м/р (7 МВт) не уступающие по характеристикам современным импортным аналогам.
 7. Использование результатов НИР по созданию ряда высокоэффективных турбинных ступеней позволяют реализовывать проекты по поставке ТДА различного назначения и сложности.

Список литературы

1. Освоение ПОНУМЕКА-детандеры (ПО FINE/Agile™ – Radial Turbines RITAL): Отчет о НИР / АО НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа, №4463-21. Казань, 2021. 86 с.
2. Экспериментальные исследования ряда модельных турбинных ступеней: Отчет о НИР / АО НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа, №4500-23. Казань, 2021. 89 с.
3. Разработка оптимальной проточной части компрессора и турбины турбодетандерного агрегата, используемого на ГПЗ западной Сибири: Отчёт о НИР №2990-90, 1990. 158 с.
4. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомшины радиального типа. М.: Издательство «Машиностроение», 1984г. 381 с.
5. Зарницкий Г.Э. Теоретические основы использования энергии давления природного газа. М.: Издательство «Недра», 1968г. 296 с.
6. Кириллилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Издательство МЭИ, 2008. 472 с.

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА И СВОЙСТВ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

О. В. Маракуева¹, Д. В. Ворошнин², Н. Г. Хасанов³, Е. В. Дубинин³

¹ООО «НУМЕКА», г. Санкт-Петербург, Россия

²ООО «Инженерный центр численных исследований»,
г. Санкт-Петербург, Россия

³АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»,
Группа ГМС, г. Казань, Россия
o.marakueva@numeca.ru

Характеристики ступени центробежного компрессора (ЦК) могут существенно зависеть от условий работы. Однако, в процессе испытаний не всегда возможно воспроизвести условия работы ступени в составе реального компрессора. Для оценки изменения характеристик на практике могут использоваться приближенные методики, имеющие свои ограничения. Альтернативным способом оценки является использование CFD подходов, что позволяет учесть изменение параметров еще на этапе проектирования или модификации геометрии.

В работе рассматривается численная оценка влияния условного числа Рейнольдса Re_u и свойств газа k на характеристики малорасходной ступени ЦК при фиксированном условном числе Маха M_u . Ступень имеет РК закрытого типа с D_2 0.985 м, геометрия ступени представлена на рис. 1, перетечки с лабиринтными уплотнениями за основным и покрывным дисками не моделировались.

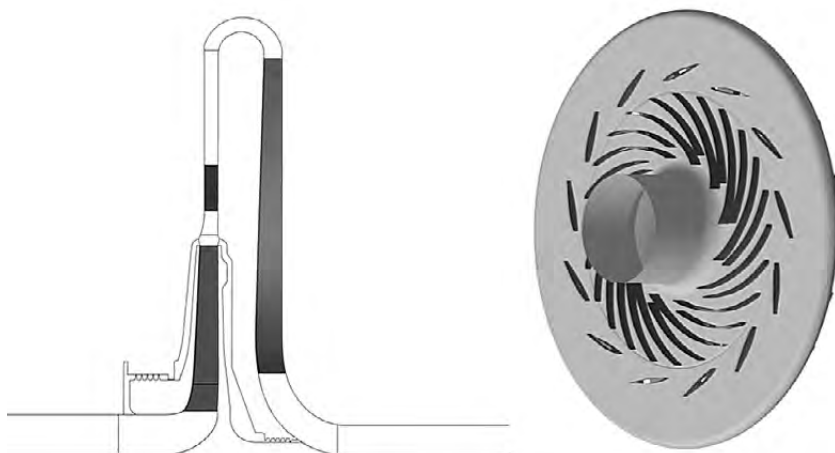


Рис.1. Геометрия ступени

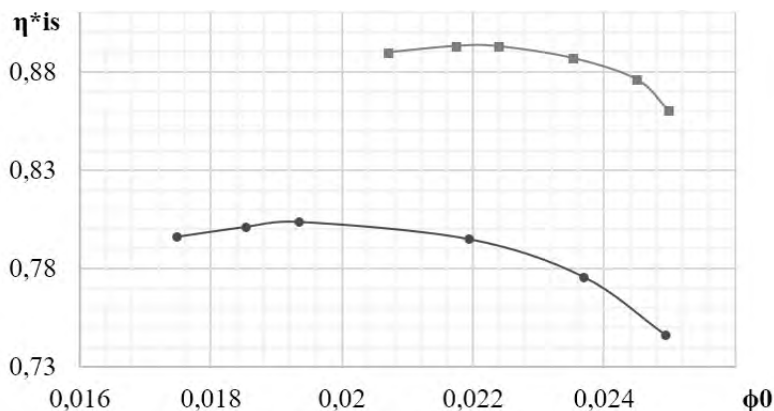
Рассматривалась работа ступени на воздухе при стандартной атмосфере и со смесью газов в реальных условиях (табл. 1).

Таблица 1. Рабочая среда и условия работы

Рабочий газ	Воздух	Смесь (молярный состав): Азот N_2 15%, Водород H_2 0.2%, Метан CH_4 47.6%, Этан C_2H_6 36.6%, Пропан C_3H_8 0.4%, Гелий He 0.2%
P_0^* , Па	98066.5	3550000
T_0^* , К	293.15	284.95
k	1.4	1.27
M_u	0.85	0.87
Re_u	1.8e+07	97e+07

CFD расчеты выполнены с помощью ПК Numeca Fine/Turbo v.16.1. Рассматривалась стационарная постановка, для замыкания системы уравнений RANS применялась k-ε модель турбулентности с расширенным пристеночным моделированием. На входе фиксировались полное давление и температура с осевым направлением потока, на выходе - статическое давление или массовый расход. Ротор-статор взаимодействие моделировалось с применением стандартной поверхности смешения Mixing Plane. Воздух рассматривался как совершенный газ ($C_p = f(T)$), для реального газа генерировались таблицы параметров с применением специального модуля TabGen, базирующегося на библиотеках NIST. Использовалась блочно - структурированная низкорейнольдсовая гексагональная сетка, для явного моделирования пограничного слоя проводилась адаптация пристеночной ячейки в зависимости от рассматриваемых чисел Re_u . Объем сетки для расчетов на воздухе составлял 5 млн ячеек, на реальном газе - 19.5 млн.

Полученные в результате моделирования интегральные характеристики ступени представлены на рис. 2: зависимость изоэнтропного КПД η^{*is} и отношения полных давлений π^* от коэффициента расхода ϕ_0 с учетом сжимаемости газа. Повышение КПД при переходе на реальный газ и условия работы составил более 9%.



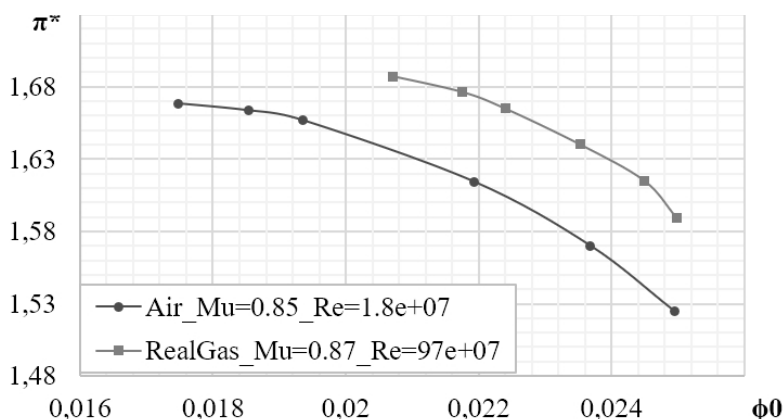


Рис.2. Интегральные характеристики ступени на воздухе и реальном газе

В среднем сечении ступени (развертка сечения показана на рис. 3) на реальном газе уровень скоростей во входной части рабочего колеса выше, чем на воздухе, размер отрывных зон значительно меньше. В лопаточном диффузоре и обратном направляющем аппарате реализуется более благоприятное течение с уменьшением зон торможения и отрывов.

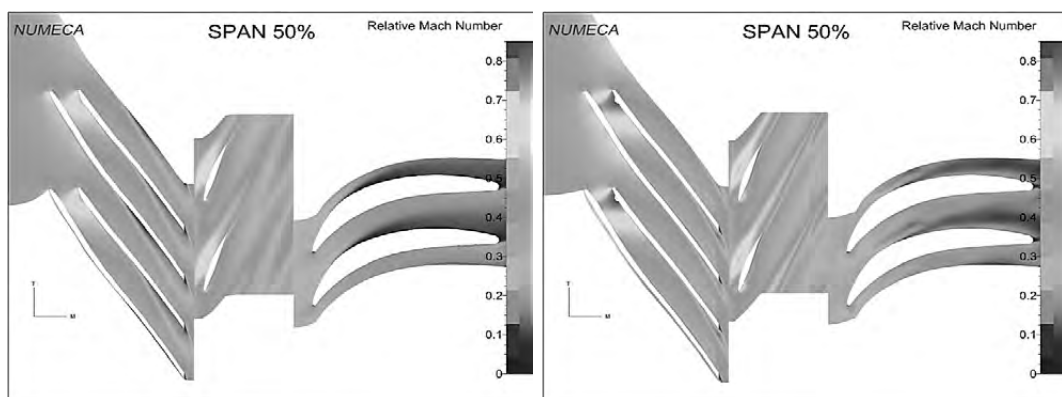


Рис. 3. Число Маха в относительной системе координат в среднем сечении при $\pi^* = 1.61$: слева - воздух, справа - реальный газ.

Проведены дополнительные расчеты (таблица 2: «Воздух_2», «Смесь_2») с целью сравнения параметров эффективности на сопоставимых числах Re_u и отделения влияния свойств рабочего газа.

Таблица 2. Параметры в контролируемых точках

Рабочий газ	Воздух	Смесь	Воздух_2	Смесь_2
P_0^* , Па	98066.5	3550000	3550000	95000
T_0^* , К	293.15	284.95	293	255
k	1.4	1.27	1.4	1.27
M_u	0.85	0.87	0.85	0.85
Re_u	1.8e+07	97e+07	66e+07	3e+07

Сравнение полученных интегральных характеристик (рис. 4) показывает, что при переходе на реальный газ наблюдается повышение КПД на 2-2.5% при низких числах Re_u и 1-1.5% – при высоких. Для воздуха повышение чисел Re_u с $1.8e+07$ до $66e+07$ приводит к повышению КПД на 8%, для смеси наблюдается повышение КПД на 7% при переходе чисел Re_u с $3e+07$ до $97e+07$.

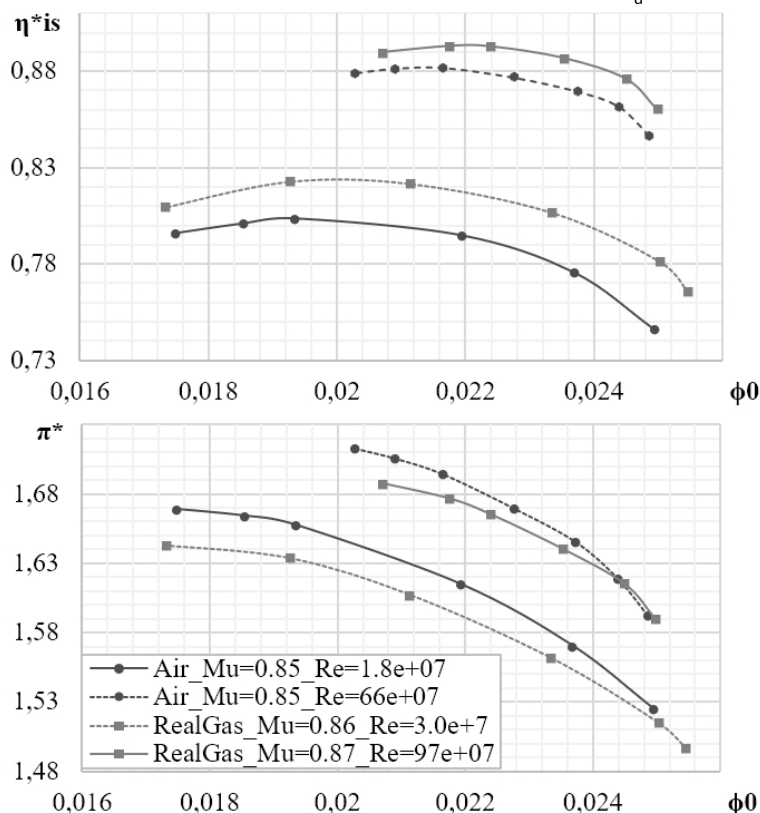


Рис. 4. Характеристики ступени на воздухе и реальном газе при различных числах Re_u .

По результатам работы можно заключить, что числа Re_u существенно влияют на характеристики рассмотренной центробежной ступени, переход от стандартной атмосферы к реальным условиям приводит к повышению изоэнтропного КПД на 8-9%. Изменение рабочего тела с воздуха на смесь реальных газов ведет к повышению КПД на 1-2.5%.

Список литературы

1. Japikse D., Marscher W.D., Furst R.B. Centrifugal Pumps Design and Performance, Wilder, VT, 1997.
2. Hirsch C. Numerical Computation of Internal and External Flows. Volume 1- Fundamentals of Computational Fluid Dynamics (Elsevier, 2nd edn, 2007).
3. Холодильные машины: Учебник для студентов втузов / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, И. А. Сакун, Л. С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 1997. 992 с. ISBN 5-7325-0372-2.

-
4. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров Текст. / Н. Кампсти. М.: Мир, перевод под ред. Ф. Ш. Гельмедова, 2000.

УДК621.515

ОПТИМИЗАЦИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А.Н. Любимов, В.В. Неверов, И.В. Чеглаков
ООО НПФ "ЭНТЕХМАШ", Лен. обл., пос. им. Свердлова, Россия
liubimov@entechmach.ru

Разработка новых проточных частей центробежных компрессоров играет важную роль в снижении их потребляемой мощности. Повышение эффективности работы компрессора в абсолютном выражении приводит к значительному сокращению потребления электричества или топливного газа.

Вначале производят расчёт проточной части на основе 1D-методики по средней линии тока, которая опирается на обобщенные опытные данные и рекомендации по предварительному оптимальному проектированию. Результат расчёта в общем обычно достаточно хорош для практического применения, однако методом вычислительной газодинамики возможно его в дальнейшем усовершенствовать. Ручной перебор различных геометрических параметров ограниченно возможен, но требует значительных затрат времени инженера-расчётчика.

Для ускорения и повышения качества процесса используют автоматическую оптимизацию элементов ступени и последующую сборку улучшенной проточной части ступени из в отдельности оптимизированных элементов. Для автоматического изменения геометрии требуется использовать параметризатор Numeca AutoBlade. Однако, данный подход не учитывает взаимное влияние элементов проточной части и поэтому ступени состоящая из них не обладает таким же политропным КПД и запасом по помпажу как простая сумма характеристик ее элементов.

В докладе приведены основные положения используемой методики оптимизации комплектной ступени центробежного компрессора с помощью нейронных сетей и генетических алгоритмов. Приведен пример оптимизации проточной части и прочности ступени.

Критерием оптимизации является политропный КПД ступени. Представлен процесс оптимизации, реализованный с помощью программного обеспечения на языке Python посредством вызова программного комплекса Numeca Fine/Design3D.

Использованы блочно-структурированные «низкорейнольдсовы» расчётные сетки с $y^+=1$. Расчёт проводится в стационарной постановке, но без окружного осреднения параметров потока на интерфейсе "ротор-статор"

между рабочим колесом и диффузором. Используется подобранная в ходе верификаций модель турбулентности Спалларта-Алмараса.

Для прочностного расчета используется параметрическая модель лопатки и параметрическая модель дисков рабочего колеса. Одна поверхность диска соответствует меридиональному обводу, а внешняя параметризуется в соответствии с типовой топологией, принятой на заводе-изготовителе. Лопаточная галтель задается постоянного радиуса по контуру лопатки, что обеспечивает корректное моделирование напряжений в ней без появлений точечных концентраторов напряжения. В результате можно найти оптимальную форму дисков рабочего колеса имеющих минимальную массу при ограниченных значениях напряжений и деформаций.

Оптимизация позволяет повысить политропный КПД, увеличить запас по помпажу при приемлемом уровне статических напряжений и деформаций.

Список литературы

1. Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. с. 12-20.
2. Неверов В.В., Чеглаков И.В., Любимов А.Н. Проектирование центробежных компрессорных машин с использованием методов вычислительной газодинамики // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 4. С. 24-28.
3. Неверов В.В., Любимов А.Н., Чеглаков И.В. Вычислительная газодинамика как инструмент повышения качества, надежности и скорости проектирования проточных частей турбокомпрессоров // Компрессоры и компрессорное оборудование : труды международного симпозиума им. К.П. Селезнева, Санкт-Петербург, 30 мая – 01 2018 года / Министерство науки и высшего образования Российской Федерации; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Санкт-Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. С. 42-49.
4. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Алгоритм и примеры многопараметрической автоматизированной расчетной оптимизации компрессорных ступеней с осерадиальными рабочими колесами турбодетандерных агрегатов // Вестник Международной академии холода. 2022. № 2. С. 27-34.
5. Маренина Л.Н., Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Опыт оптимизации неподвижных элементов ступеней центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 1. С. 2-11.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ СЕРИИ ТК ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ АО «ТУРБОХОЛОД». КОМПРЕССОР НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ ТК26

И.А. Бабиченко¹, К.К. Соколов¹, Ю.Б. Галеркин²,
А.Ф. Рекстин², В.Б. Семеновский², А.А. Дроздов²

¹АО «Турбохолод», г. Москва, Россия

²СПбПУ Петра Великого, г. Санкт-Петербург, Россия

swb534@mail.ru

Турбодетандерные агрегаты (ТДА) – важные элементы технологических установок, связанных с добычей, транспортировкой и переработкой природного газа. Немалую долю в промышленности РФ составляют ТДА АО «Турбохолод» (г. Москва).

Эффективность центробежных компрессоров ТДА в большой степени определяет способность агрегата обеспечить требования ТЗ. Несмотря на постоянный прогресс вычислительной газовой динамики (CFD), полную уверенность в результате проектирования дает испытание изготовленного компрессора, или предварительное испытание его модели. Но петербургская политехническая компрессорная научная школа создала такой инженерный метод проектирования и расчета центробежных компрессоров («Метод универсального моделирования» [1, 2, 3]), который позволяет создавать проточные части часто с превышением оговоренной ТЗ эффективности. С середины 2000 г. газодинамические проекты центробежных компрессоров для ТДА АО «Турбохолод» разрабатывают компрессорщики – политехники, возглавляемые профессором Ю.Б. Галеркиным – таблица 1. Их центробежные компрессоры для ООО «Газпром» доказали свою эффективность еще в 1990 – 2000 гг. За счет повышения максимального КПД и расширения зоны работы среднеэксплуатационный КПД был повышен на 4% - публикация в органе СМ РФ журнале «Промышленность России» [4]. Сейчас в газовой промышленности РФ работает порядка 400 центробежных компрессоров с общей мощностью более 5 млн. кВт, спроектированных Методом универсального моделирования.

**Таблица 1. Турбодетандерные агрегаты ОА «Турбохолод»
с центробежными компрессорами серии ТК
(Метод универсального моделирования)**

№	Тип ТДА	Тип к-ра	Год пр-та	М-ш кВт	Расх. кг/с	Об/мин	рк МПа	Отн. дав.	Диам РК м	К-во реж	Мст. уст	К-во, шт	Сум кВт
1	АДКГ-9М	ТК-1	2005	2350	59	15500	11,8	1,311	0,320	1	Опытный образец	1	-
2	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-2	2005	3650	79	15500	8,0	1,333	0,365	1	Бованенково (опытный образец)	1	-

№	Тип ТДА	Тип к-ра	Год пр-та	М-ш кВт	Расх. кг/с	Об/мин	рК МПа	Отн. дав.	Диам РК м	К-во реж	Мст. уст	К-во, шт	Сум кВт
3	АДКГ-9-10 УХЛ4	ТК-3	2006	2670	78,1	14000	8,906	1,22	0,365	1	Песцовое, Харвутинское	19	50730
4	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-4/0706	2007	5030	79	15500	6,75	1,424	0,375	2	Бованенково (проект)	-	-
5	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-4/530	2007	5030	79	16250	6,75	1,424	0,390	2	Бованенково	10	50300
6	АДКГ-12,5-10 УХЛ4	ТК-5	2007	3080	77,7	16000	7,75	1,277	0,350	1	Заполярное	7	21500
7	АДКГ-10-20 УХЛ4	ТК-6	2007	1850	163	5000	8,69	1,070	0,575	1	Ярынская	22	40700
8	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-7	2007	2400	86,3	16000	13	1,209	0,275	1	Юрхаровское	6	14400
9	АДКГ-11-7 УХЛ4	ТК-8	2007	1660	59,19	16000	13	1,209	0,275	1	Юрхаровское	3	5000
10	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК 4/410	2009	5580	79	14500	6,75	1,424	0,410	2	Бованенково	30	167400
11	АДКГ-9-10 УХЛ4	ТК-3а	2010	1200	59	12000	8,0	1,12	0,365	1	Находкинское	4	4800
12	АДКГ-11-7 УХЛ4	ТК-8а	2010	1660	59	16000	10,8	1,18	0,24	1	Юрхаровское (проект)	-	-
13	АДКГ-10-6 УХЛ4	ТК-10	2012	2099	51,2	16500	13,02	1,32	0,310	1	Самбургское (проект)	-	-
14	АДКГ-13-12 УХЛ4	ТК-11	2012	3231	103,5	15000	12,2	1,208	0,310	1	Юрхаровское (проект)	-	-
15	АДКГ-13-12 УХЛ4	ТК-11А	2012	3320	105,3	13280	12,2	1,208	0,340	1	Юрхаровское	1	3320
16	АДКГ-10-6 УХЛ4	ТК-12	2012	1792	60,5	15500	13	1,244	0,275	1	Самбургское	3	5400
17	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-13	2013	1962	85,19	13300	12,53	1,171	0,300	2	Ачимовское	4	7800
18	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-14	2013	3651	84,0	16000	14,2	1,365	0,320	6	Яро-Яхинское (проект)	-	-
19	АДКГ-11-10 УХЛ4	ТК-14А	2013	2290	84,0	12500	12,5	1,202	0,340	1	Яро-Яхинское	2	4600
20	АДКГ-6-20/10 УХЛ4	ТК-15	2014	762	88,91	5100	5,513	1,072	0,490	2	Чаяндинское	8	6100
21	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-16	2017	6363	88,4	16250	6,3	1,460	0,390	12	Бованенково	1	6400
22	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК-17	2017	5135	84,6	15900	6,3	1,406	0,400	2	Бованенково	40	204000
23	АДКГ-7-3 УХЛ4	ТК-18	2018	680	27,26	15500	5,398	1,169	0,280	1	Узбекистан	3	2000
24	АДКГ-10-6 УХЛ4	ТК-19	2019	2210	46,44	17500	13,72	1,40	0,285	1	Самбургское	3	6630
25	АДКГ-12-12 УХЛ4	ТК-21	2020	3282	104,9	15000	13,41	1,23	0,300	18	Салмановское	8	26300
26	АДКГ-12-10 УХЛ4	ТК-22	2020	2703	90,16	13500	7,461	1,26	0,340	15	Ковыктинское	11	29740
27	АДКГ-10-6/4 УХЛ4	ТК23	2021	1629	31,416	18800	5,8	1,365	0,305	18	Ево-Яхинское	2	3300
28	АДКГ-10-6/4 УХЛ4	ТК24	2021	2815	54,166	17500	5,804	1,366	0,33	18	Ево-Яхинское	3	8450
29	АДКГ-12-40/15 УХЛ4	ТК25	2021	9392	127,442	13000	6,148	1,614	0,53	2	Харасавэй (проект)	-	-
30	АДКГ-9-11 УХЛ4	ТК27	2021	4388	93,4	13395	6,45	1,316	0,415	6	Харасавэй	10	44000
31	АДКГ-8-40/11 УХЛ4	ТК26	2022	6247	137,076	13000	3,354	1,29	0,475	15	Усть-Луга	1	6300
32	АДКГ-12-40/15 УХЛ4	ТК28	2023	10718	123,5	14000	6,1	1,78	0,52	17	Харасавэй-Бованенково	3	32200
33	АДКГ-13-10/10 УХЛ4	ТК29	2023	2594	93,69	15000	13,141	1,244	0,3	2	Уренгойское	2	5200
34	АДКГ-6-20/17 УХЛ4	ТК31	2023	2654	135,48	7300	3,749	1,1366	0,575	5	Сабетта	2	5310
											ВСЕГО	210	761 880

С течением времени требования к ТДА усложнялись. Можно выделить два направления:

- повышение быстроходности ТДА, что влечет необходимость применения осерадиальных пространственных рабочих колес центробежных компрессоров. Метод было необходимо развить в направлении более полного учета специфики этих рабочих колес,
- конечные потребители начали требовать гарантировать работу ТДА не только на проектном режиме, но и на других, дополнительных режимах. Для этих режимов задаются конкретные требования к КПД и потребляемой мощности компрессора. Более того, конечные потребители требуют представить все газодинамические характеристики компрессора в заявке на участие в тендере (максимально 18 режимов в строках № 24, 26, 27 таблицы 1). Ответом на усложняющиеся условия газодинамического проектирования стали интенсивные исследования в целях развития Метода универсального моделирования, представленные в публикациях и докладах на международных конференциях. В обобщенном виде результаты представлены в трех докторских и четырех кандидатских диссертациях [5 – 12].

Проблема достижения наибольшего возможного КПД компрессора турбодетандерного агрегата осложняется тем, что оптимальная быстроходность турбины и компрессора чаще всего не совпадает. В случае агрегата нового поколения АДКГ-40 быстроходность турбины оказалась очень высокой. Быстроходность компрессора ТК26 оказалась выше, чем у известных аналогов. Безразмерное число оборотов – быстроходность – характерно скорее для осевых компрессоров:

$$K_n = 2\sqrt{\pi} \frac{\bar{V}_{inl}^{0.5}}{h_i^{0.75}} n(1/s) = \Phi^{0.5} / \psi_i^{0.75} = 0,70$$

На рис. 1 показана информация о результатах оптимизации сверхбыстроходного рабочего колеса компрессора ТК26 по программе ЗДМО23 для расчета невязкого квазитрехмерного течения.

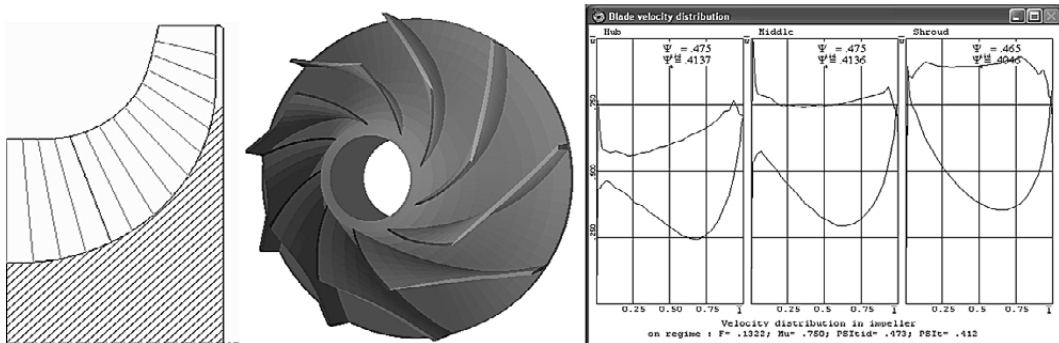


Рис.1. Программа ЗДМО23. Рабочее колесо ТК26.

Схема и вид лопаточной решетки, диаграммы скоростей на поверхностях лопаток – втулочная, средняя и периферийная осесимметричные поверхности тока

Для большей уверенности в надежности проекта было предпринято экспериментальное исследование модельной ступени центробежного компрессора по проекту Методом универсального моделирования НИЛ «Газовая динамика турбомашин» ЦНТИ СПбПУ. Испытание в порядке сотрудничества и при значительной технической поддержке АО «Турбохолод» выполнено на современном экспериментальном стенде ЭЦК-55 (рис. 2).



Рис. 2. Экспериментальной стенд ЭЦК-55
лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ЦНТИ СПбПУ

Традиционно ТДА АО «Турбохолод» имели конструкционную схему, с рабочими колесами центробежного компрессора и осевой турбины расположенными между подшипниками скольжения. Начиная с 2007 г. ТДА имеют активные магнитные подшипники, с 2022 г. используются отечественные магнитные подшипники. Специалисты АО «Турбохолод» предложили хорошие условия для создания эффективного компрессора для турбодетандерного агрегата нового типа. Консольное расположение рабочего колеса позволяет применить осевой входной патрубков с минимальными потерями напора и равномерной структурой потока на входе в рабочее колесо – рис. 3.

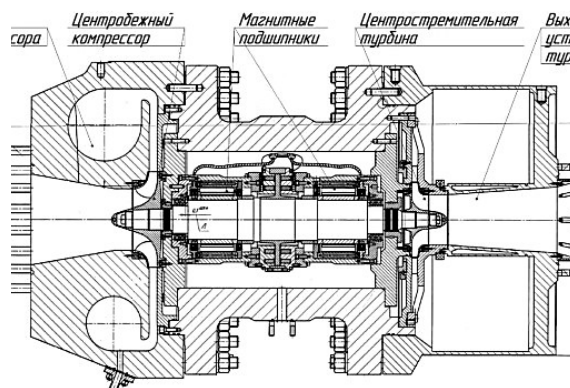


Рис. 3. Продольное сечение ТДА АДКГ-40

Турбодетандерный агрегат АДКГ-40 разработан АО «Турбохолод» и является головным образцом нового модельного ряда ТДА, рассчитанных на повышенную производительность по сравнению с текущими серийно выпускаемыми модификациями агрегатов АДКГ-10 и АДКГ-20. Конструкция агрегата АДКГ - 40 разработана и изготовлена в рамках исполнения мероприятий Дорожной карты № 03-247 от 01.12.2022 «Разработка турбодетандерной установки сырьевого газа технологического процесса низкотемпературного разделения газоперерабатывающего завода проекта «Газоперерабатывающий комплекс в составе Комплекса переработки этаносодержащего газа в районе п. Усть Луга». На рис. 4 представлено сверхбыстроходное рабочее колесо компрессора ТК26, изготовленное из цельной поковки.

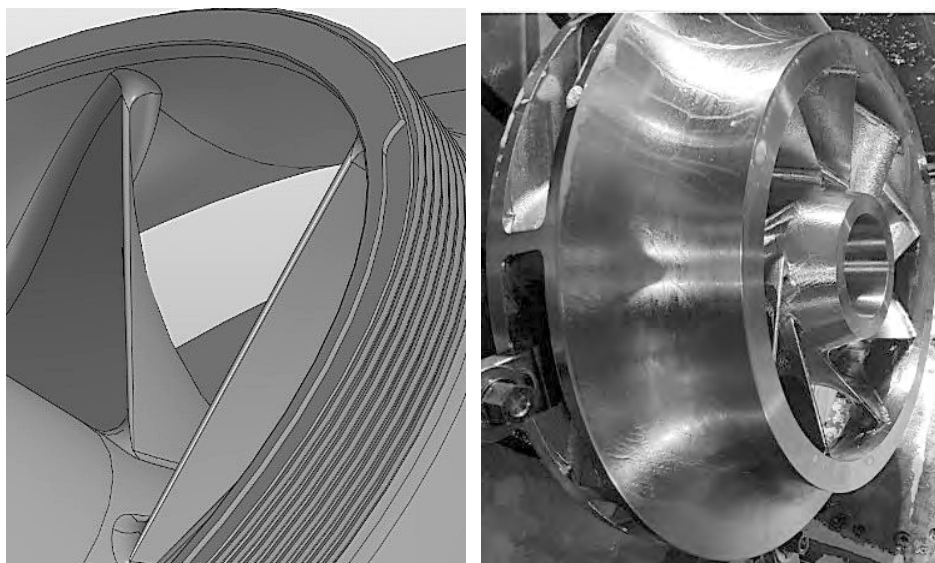


Рис. 4. Твердотельная модель и внешний вид рабочего колеса компрессора ТК26, диаметр 475 мм, мощность 8000 кВт

В конструкции агрегата применена радиальная турбина с регулируемым сопловым аппаратом с целью получения более высокой эффективности по сравнению с осевыми турбинами, предназначенными для низкотемпературной конденсации природного газа с большим содержанием жидкой фракции и механических примесей.

Заводские испытания агрегатов проходят на современном вновь созданном для этих целей воздушном стенде с полной автоматизацией процесса и фиксацией параметров средствами стендовой системы управления и архивацией параметров в виде трендов с одновременным расчетом характеристик – рис.5. Воздушный стенд оборудован современными системами управления, контроля и измерений. Механические испытания проведены на стенде при частоте вращения до 13600 об/мин - виброперемещения не превышали $5 \div 7$ мкм (работая частота агрегата 13000 об/мин). Несмотря на новизну конструк-

ции и отсутствие аналогов, газодинамические характеристики центробежного компрессора по проекту СПБПУ полностью обеспечили требования ТЗ по производительности и напору.

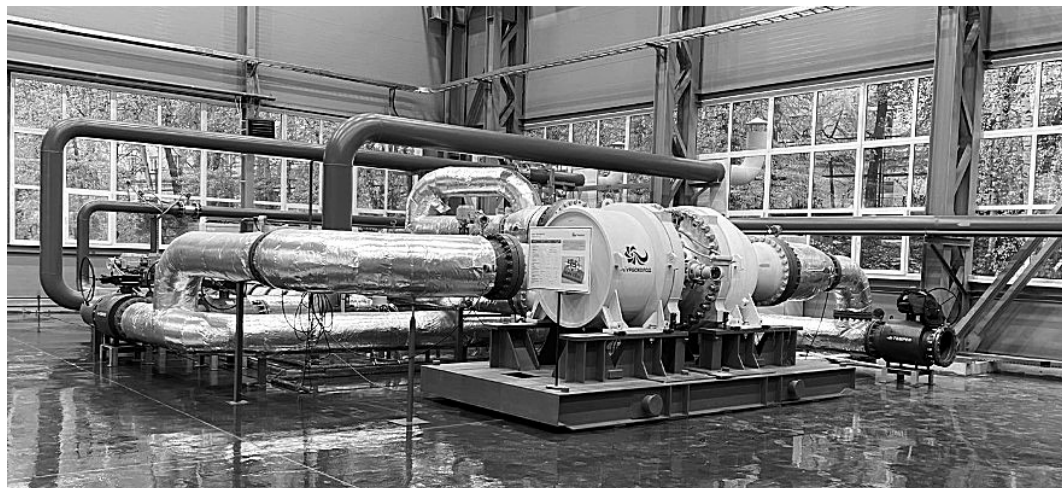


Рис. 5. Турбодетандерный агрегат нового поколения АДК 40 с центробежным компрессором ТК26 на заводском испытательном стенде АО «ТУРБОХОЛОД»

Уровень КПД значительно превзошел требования Технического задания. На рис. 6 показаны безразмерные характеристики компрессора ТК26 по результатам «воздушных» испытаний. По безразмерным характеристикам рассчитаны характеристики при работе на газе.

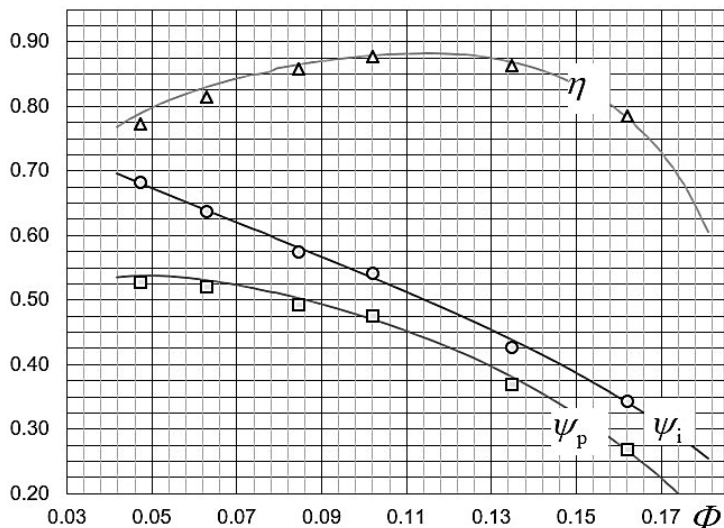


Рис. 6. Безразмерные характеристики компрессора ТК26 при испытаниях на воздухе. 10025 об/мин. Соответствует 13000 об/мин при работе на газе

Характеристики номинального режима CASE 100 показаны на рис. 7.

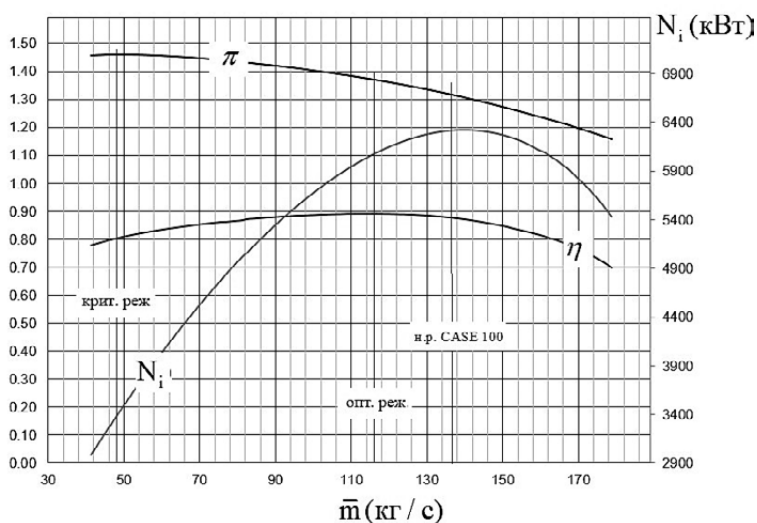


Рис. 7. Характеристики компрессора ТК26 при работе на номинальном режиме CASE 100, 13000 об/мин

Выше указывалось, что быстроходность рабочего колеса компрессора ТК26

$$K_n = \Phi^{0.5} / \psi_i^{0.75} = 0,70$$

и коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,133$ далеко выходят за пределы, где возможен максимально достижимый КПД. Известные специалистам – компрессорщикам данные о наиболее эффективном центробежном трехступенчатом компрессоре Siemens – MAN STC-SV для ГПА 16 МВт такие. Коэффициент расхода 1-й ступени $\Phi_{\text{расч}} = 0,10$. Это на 33% меньше, чем у компрессора ТК26. Безразмерное число оборотов

$$K_n = \Phi^{0.5} * / \psi_i^{0.75} = 0,51$$

на 37% меньше, чем у ТК26. КПД компрессора STC при работе на газе 87,8%. Несмотря на не оптимальную (излишнюю) быстроходность, очевидна более высокая эффективность отечественного ЦК нового поколения.

Заключение

Благодаря значительным усилиям специалистов АО «Турбохолод» и ученых – компрессорщиков СПбПУ создано более трех десятков типов ТДА с общей мощностью 760 000 кВт. Целиком отечественный высокоэффективный турбодетандерный агрегат нового поколения АДКГ-40 снабжен центробежным компрессором с рекордными быстроходностью, КПД и диапазоном устойчивой работы. Подтверждение проектных характеристик компрессора нового турбодетандерного агрегата с превышением КПД на 6 % при параметрах проектирования, выходящих за освоенные пределы – это также серьезный вклад в прикладную теорию центробежных компрессоров.

Список литературы

1. Галеркин Ю.Б. Труды научной школы компрессоростроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого / Ю.Б. Галеркин. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021. 332 с.
2. Ю.С. Васильев, Ю.К. Петреня, К.В. Солдатова, А.Ф. Рекстин, А.А. Дроздов. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века / Ю.С. Васильев [и др.] СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. 384 с.
3. К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. Центробежные компрессоры. Машиностроение. Л. 1982
4. Ю.С. Васильев, П.И. Родионов, М.И. Соколовский. Высокоэффективные центробежные компрессоры нового поколения. Научные основы расчета, разработка методов оптимального проектирования и освоение производства. // Промышленность России. 2000. № 10-11. М. С. 78-85.
5. Солдатова, К.В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.06 / Солдатова К.В.; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; науч. консультант Ю.Б. Галеркин. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.
6. Семеновский, В.Б. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов и создание базы данных модельных ступеней по результатам заводских испытаний. / В.Б. Семёновский // Дис... канд. техн. наук. КНИТУ. 2020. С. 173.
7. Соловьёва, О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. / О.А. Соловьёва // Дис... канд. техн. наук. СПбПУ. 2018. С. 162.
8. Маренина, Л.Н. Исследование течения газа в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров методами вычислительной газодинамики, разработка рекомендаций для первичного проектирования. [текст] / Л.Н. Маренина // Дис... канд. техн. наук. СПбПУ. 2021. С. 244.
9. Дроздов, А.А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами. [текст] / А.А. Дроздов // Дис... канд. техн. наук. СПбПУ. 2016. С. 236.
10. Дроздов, А.А. Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение. [текст] / А.А. Дроздов // Дис... д-ра техн. наук. СПбПУ. 2021. С. 440.
11. Рекстин, А.Ф. Научные основы и реализация метода первичного проектирования проточной части центробежных компрессоров. [текст] / А.Ф. Рекстин // Дис... д-ра техн. наук. СПбПУ. 2021. С. 342.

12. Попова, Е. Ю. Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования. [текст] / Е.Ю. Попова // Дис...канд. техн. наук / СПбГПУ. СПб. 1991.

УДК 621.515.1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СБОРНОГО РОТОРА ЦБК

С.А. Костарева, А.Г. Бузмаков
ПАО НПО «Искра», г. Пермь, Россия
KostarevaSofya@npoiskra.ru

Нефтехимическая промышленность является актуальной сферой деятельностью и рынком сбыта для ПАО НПО «Искра».

Основная проблема использования компрессорного оборудования в данной отрасли является агрессивная среда, которая приводит к коррозии и эрозии элементов конструкции ротора и статора.

В связи с этим было принято решения спроектировать компрессор мощностью 8 МВт со сборным ротором, по аналогии с зарубежными машинами, с целью повышения ремонтпригодности в условиях станции.

На рис. 1 представлено сравнение двух роторов.

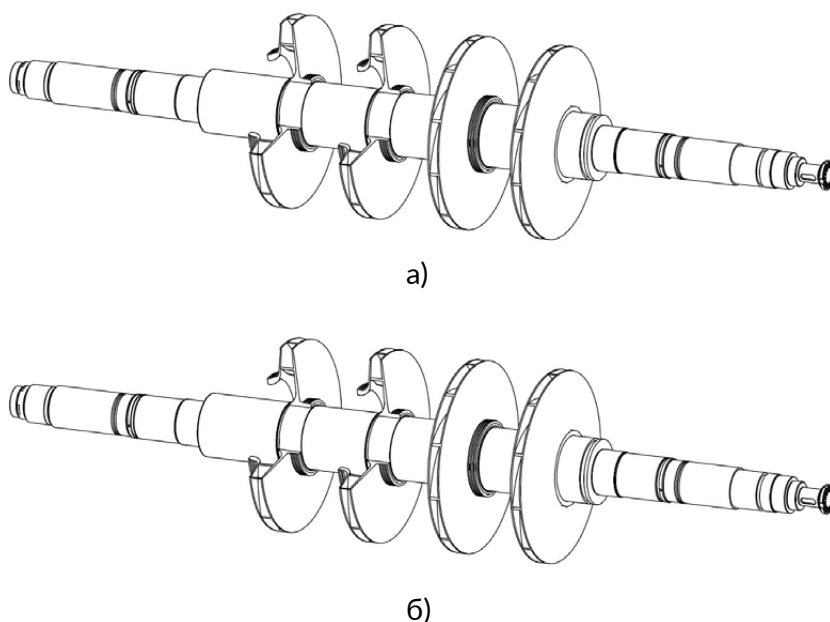
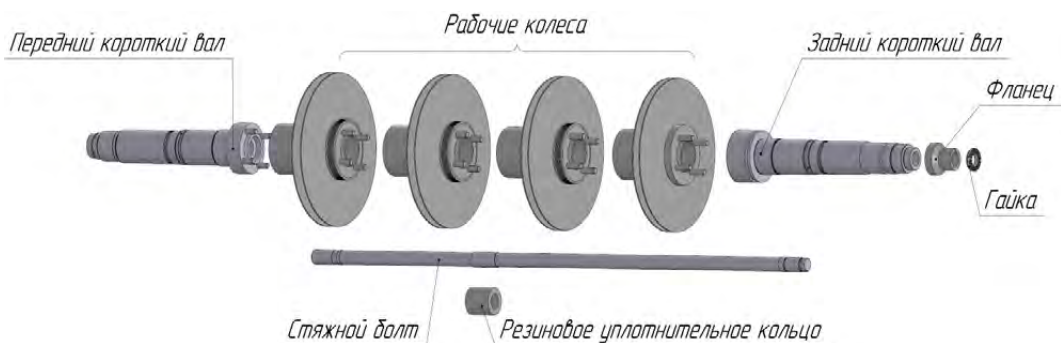


Рис. 1. Сравнение исходной конструкции ротора со сборной:
а) – классический ротор компрессора; б) – ротор со сборной конструкцией

Новая конструкция состоит из трех основных модулей (рис.2).



Передний короткий вал в сборе первого модуля, пакет рабочих колес, задний короткий вал в сборе третьего модуля. Изначально, стяжной болт вкручивается в передний короткий вал, а затем, вся конструкция свободно надевается в вертикальном положении и стягивается с помощью стяжного болта гайкой. РК между собой соединены штифтами, обеспечивающими передачу крутящего момента и центрирования и центрирующими коническими поясками, в связи с обеспечением наибольшей герметичности соединений в проточной части и дополнительного центрирования. Резиновое уплотнительное кольцо необходимо для исключения прогиба болта.

Во время проектирования сборного ротора компрессора были проведены расчеты подтверждающие работоспособность конструкции.

Для динамического расчета использовалась программа на основе конечных элементов, с помощью которой определялись критические скорости вращения и запасы отстройки, представленные в табл. 1 и рис. 3.

По требованиям СТО «Газпром» требуемый запас отстройки должен быть не менее 25%, что не соответствует в изолированном роторе по первой критике. Потому было произведено уточнение по [3] требуемого запаса отстройки.

Требуемый запас отстройки SM должен быть не менее, чем значение, рассчитываемое по формуле:

$$SM = 10 + 17 \left(1 - \frac{1}{AF - 1,5} \right) = 10 + 17 \left(1 - \frac{1}{4,89 - 1,5} \right) = 21,99\%,$$

где $AF=4,89$ - коэффициент усиления, полученный в расчетах из диаграммы виброперемещений.

Из этого следует, что получившейся, запас отстройки $\eta_{\text{снизу}} = 24,5 \%$, удовлетворяет требованиям, так как $\eta_{\text{снизу}} > SM$.

Таблица 1. Результаты расчета свободных колебаний

Способ задания жесткости опор ротора	Номер критич. частоты вращения	Значение критической частоты вращения, об/мин Запас отстройки, %	Форма колебаний
Изолированный ротор			
Жесткость задана только в направлении оси Y	1	$n_{\text{снизу}} = 4643,4$ =24,5 % от n_{min}	<p>Моды свободных колебаний (МФК) при скорости вращения $\Omega = 4500$ об/мин</p>
	2	$n_{\text{сверху}} = 14999,1$ =74,4 % от n_{max}	<p>Моды свободных колебаний (МФК) при скорости вращения $\Omega = 14000$ об/мин</p>
Ротор совместно с трансмиссией			
Жесткость задана только в направлении оси Y	1	$n_{\text{снизу}} = 4562,3$ =25,8 % от n_{min}	<p>Моды свободных колебаний (МФК) при скорости вращения $\Omega = 600$ об/мин</p>
	2	$n_{\text{сверху}} = 11102,7$ =29,1 % от n_{max}	<p>Моды свободных колебаний (МФК) при скорости вращения $\Omega = 0$ об/мин</p>

Результаты сравнительного анализа изначального ротора с модернизированным представлены в табл.2.

Таблица 2. Сравнительный анализ динамики роторов

Наименование	Классический ротор	Сборный ротор
Изолированный ротор		
Запас отстройки снизу, %	27	24,5
Запас отстройки сверху, %	68	74,4
Ротор совместно с трансмиссией		
Запас отстройки снизу, %	29	25,8
Запас отстройки сверху, %	20	29,1

Из этого можно сделать основной вывод, ротор, в сравнении с прототипом стал жестче, в связи с приближением нижней критики к рабочему диапазону, что благоприятно влияет на динамику, при этом в целом расширяя диапазон критических скоростей, делая сборный ротор более динамически устойчивым.

При этом также необходимо отметить появление нового способа управления динамикой ротора, в дополнение к межопорному расстоянию, толщине вала и массой навешанных деталей.

Самое существенное изменение по отношению к прототипу – изменение конструкции РК, массивная ступица и изменение способа крепления РК к валу (и между собой).

Для подтверждения работоспособности данного решения, необходимо было произвести расчет на прочность штифтового соединения, а также требуемое усилие затяжки гайки, при стягивании столь массивной конструкции, влияние на растяжение болта и заключительно исследовать влияние давления проточной части на образовавшийся «полый вал» из ступиц РК.

Расчетная схема и результаты прочностного расчета показаны на рис. 3 и табл. 3 соответственно. Расчеты производились согласно методикам описанных в [4].

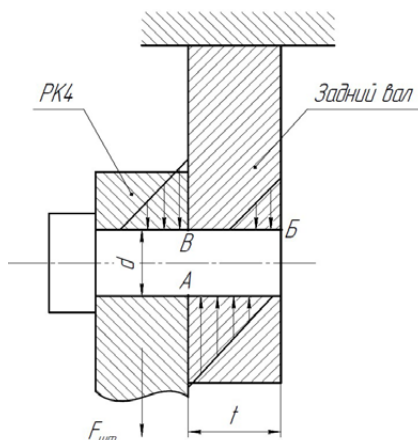


Рис. 3. Расчетная схема для расчета напряжений в штифтовом соединении.

Таблица 3. Результаты прочностного расчета

Параметр	Об-ние	Значение, МПа	Запас прочности	Условие прочности
Результаты расчет напряжения на срез штифтов				
Допускаемое напряжение	[τ]	213	2,1	Выполняется
Напряжение среза	τ	102,36		
Результаты расчета напряжения на смятие штифтов				
Допускаемое напряжение	[σ] _{см}	248,5	1,3 2,8 3,1	Выполняется
Напряжение в т. А (для вала)	$\sigma_{см1А}$	196,42		
Напряжение в т. Б (для вала)	$\sigma_{см1Б}$	89,46		
Напряжение в т. В (для РК)	$\sigma_{см2В}$	80,36		
Результаты расчета стяжного болта				
Усилие затяжки, кН	Fз	9,83	5,5	Выполняется
Допустимое напряжение растяжения, МПа	[σ] _{р,б}	529,2		
Напряжение растяжения, МПа	$\sigma_{р,б}$	96,1		
Результаты расчета нагрузки внешним давлением «полого вала»				
Допускаемое напряжение	[σ] _{р,б}	588	40,2 46,8	Выполняется
Напряжение в «полости», МПа	$\sigma_{вн}$	14,62		
Напряжение от «проточки», МПа	$\sigma_{внеш}$	12,56		

По результатам расчета напряжений, все условия прочности соблюдаются, в особенности имея большой запас прочности по прочности стяжного болта и устойчивости к давлению «полого вала».

Помимо конструктивных преимуществ, так же упрощается процесс сборки компрессора, по предварительным оценкам, сроки сборки могут уменьшиться примерно в 2 раза.

Заключительным этапом проектирования был анализ экономической составляющей проекта [5-9], по результатам которых, в связи с увеличением требований по точности и количества сборных единиц, а так же увеличению количества использования более дорогостоящего материала для ступиц РК, себестоимость компрессора увеличивается на 29,58%.

При этом уменьшаются затраты на 67,3% на этапе сборки, благодаря ее упрощению, уменьшению количества оснастки и снижения потраченного времени. Итого, стоимость компрессора уменьшается на 0,45%, что в рамках цен производственного процесса и ценообразования, это небольшая выгода, однако достигается основная задача проекта, такая, как увеличение ремонтно-пригодности на местах эксплуатации, дополнительно происходит снижение металлоемкости благодаря неразъемной конструкции и образованию полости взамен сплошного вала, улучшается динамика ротора.

Выводы

Данный проект на основе полученных результатов, можно считать работоспособным и конкурентоспособным на рынке нефтехимического оборудования.

Особая конструкция СПЧ упрощает процесс ремонта и замены поврежденных агрессивной средой элементов, при этом, без увеличения итоговой стоимости продукции для завода производителя. В перспективе есть возможность унификации как модулей, так и отдельных деталей, например, использование проставок взамен РК, без иного радикального вмешательства, для удовлетворения требований заказчика.

Список литературы

1. Максименко, И.А. Опыт решения современных задач повышения надежности рабочих колес центробежных компрессоров / И.А. Максименко, Л.В. Титова // Сфера. Нефть и газ . Санкт-Петербург, 2023. №92. С. 48-52.
2. Тиранов, И.А. Отказы центробежных компрессоров / И.А. Тиранов // Обществознание и социальная психология. Северодвинск, 2022. С. 110-117.
3. Стандарт API 617 Осевые и центробежные компрессоры и детандер-компрессоры для нефтяной, химической и газовой промышленности, издание седьмое, июль 2002 г. инв. №13321;
4. Шнэпп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин / В.Б. Шнэпп – Москва: Машиностроение, 1995. 239, [1] с.
5. Справочная информация «Какие затраты формируют полную себестоимость готовой продукции?» // URL: <https://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=QUEST&n=195040&dst=1000000001#jrpkouTb8Cmofobl> / (дата обращения: 06.11.2023);
6. Справочная информация «Как рассчитывается трудоемкость? (Консультация эксперта, 2021)» // URL: <https://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=QUEST&n=196326&dst=100004#UN3eouTtq0dyxPG9> / (дата обращения: 06.11.2023).
7. Справочная информация «"Налоговый кодекс Российской Федерации (часть вторая)" от 05.08.2000 N 117-ФЗ (ред. от 04.08.2023) (с изм. и доп., вступ. в силу с 26.10.2023. НК РФ Статья 255. Расходы на оплату труда)» // URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_28165/7b1ea255e5f4f1ac2bb055d2d61a28b4a03f6856/ / (дата обращения: 06.11.2023).
8. Справочная информация «"Налоговый кодекс Российской Федерации (часть вторая)" от 05.08.2000 N 117-ФЗ (ред. от 04.08.2023) (с изм. и доп., вступ. в силу с 26.10.2023). НК РФ Глава 34. Страховые взносы» // URL: https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_28165/1dc84364c4c2eefe422024c63a80288dc01cc14d/ / (дата обращения: 06.11.2023).
9. Справочная информация «Код ОКВЭД 33.20 – Монтаж промышленных машин и оборудования» / Центр регистрации и сопровождения бизнеса – URL: <https://www/regfile.ru/okved2/razdel-> // (дата обращения: 22.12.2023).

О ВЛИЯНИИ ВХОДНОЙ КАМЕРЫ НА СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А.Н. Любимов, И.В. Чеглаков

ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Лен. обл., пос. им. Свердлова, Россия

liubimov@entechmach.ru

Основная деятельность Фирмы — модернизация проточных частей стационарных компрессоров в существующих корпусах и поставка сменных проточных частей [1].

Разработка новых проточных частей центробежных компрессоров играет важную роль в снижении их потребляемой мощности. Повышение эффективности работы компрессора в абсолютном выражении приводит к значительному сокращению потребления электричества или топливного газа.

Объектом исследования в работе является радиальная входная камера со следующим за ней рабочим колесом. Расчеты пространственного течения газа выполнялись в стационарной и нестационарной постановке в программном комплексе Numeca Fine/Open. Используются неструктурированные «низкорейнольдсовы» расчётные сетки с $y^+=1$. Используется подобранная в ходе верификаций модель турбулентности Спалларта-Алмараса [2, 3].

В качестве первого примера показан расчёт ступени с рабочим колесом (РК), безлопаточным диффузором (БЛД) и обратно-направляющим аппаратом (ОНА) следующими за входной камерой радиального типа центробежного компрессора углекислого газа. В расчёте принято 2 типа интерфейса «статор-ротор»: с осреднением потока в окружном направлении (высокая скорость расчёта) и без осреднения (низкая скорость расчёта). Показано, что в обоих расчётах коэффициент потерь камер идентичен, но при этом политропный КПД полной ступени на 8% ниже в случае с применением осредняющего интерфейса, кроме того зафиксировано увеличение коэффициента потерь ОНА на +20%. Неравномерность потока за входной камерой значительно влияет на работу последующих элементов проточной части (ПЧ).

Второй пример это расчет оригинальной и улучшенной входной камеры центробежного компрессора попутного нефтяного газа для закачки его в пласт с интерфейсом «статор-ротор» без осреднения потока перед РК, которое идентично в обоих вариантах. Выполнен расчёт РК с поворотным участком перед ним отдельно от входной камеры для возможности сравнения результатов и выявления влияния камеры на РК. Показано, что за оригинальной входной камерой неравномерность по углу потока составляет $19,5^\circ$, а неравномерность по скорости 21 м/с; при работе с ней политропный КПД РК относительно изолированного расчёта уменьшается на 3,1% абс, а отношение

давлений уменьшается на 1,8% абс. Показано, что за улучшенной входной камерой неравномерность по углу потока составляет $8,0^\circ$, а неравномерность по скорости 6 м/с; при работе с ней политропный КПД РК относительно изолированного расчёта уменьшается на 0,3% абс, а отношение давлений уменьшается на 0,2% абс. Неравномерность потока за входной камерой значительно влияет на работу РК. Оптимально спроектированная камера мало влияет на параметры РК.

Третий пример это расчет оригинальной и улучшенной входной камеры с интерфейсом «статор-ротор» воздушного компрессора для наддува доменной печи с интерфейсом «статор-ротор» без осреднения потока перед РК, которое идентично в обоих вариантах. Отдельно РК не рассчитывали. Показано, что за улучшенной входной камерой неравномерность по углу потока составляет 4 вместо 8° , а неравномерность по скорости 4 вместо 10 м/с; при работе с улучшенной входной камерой политропный КПД системы камера+РК относительно ее работы с оригинальной входной камерой уменьшается на 1,0% абс. При этом коэффициент потерь улучшенной камеры выше: $\zeta_{\text{вх}}=0,16$ для улучшенной против $\zeta_{\text{вх}}=0,11$ для оригинальной.

Основным критерием при проектировании входных камер является низкий коэффициент потерь в ней. Однако помимо коэффициента потерь входной камеры неравномерность потока также является определяющим фактором, влияющим на эффективность последующих элементов ступени.

Список литературы

1. Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. с. 12-20.
2. Неверов В.В., Чеглаков И.В., Любимов А.Н. Проектирование центробежных компрессорных машин с использованием методов вычислительной газодинамики // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 4. С. 24-28.
3. Неверов В.В., Любимов А.Н., Чеглаков И.В. Вычислительная газодинамика как инструмент повышения качества, надежности и скорости проектирования проточных частей турбокомпрессоров // Компрессоры и компрессорное оборудование : труды международного симпозиума им. К.П. Селезнева, Санкт-Петербург, 30 мая – 01 2018 года / Министерство науки и высшего образования Российской Федерации; Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. Санкт-Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2018. С. 42-49.

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РАСЧЕТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А.Н. Любимов, А.Г. Лахман

ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Лен. обл., пос. им. Свердлова, Россия

lakhman@entechmach.com

В работе демонстрируется разрабатываемый программный комплекс для расчёта центробежного компрессора, показаны прототипы графического интерфейса.

В программном комплексе реализованы следующие модули:

- термодинамический расчет смеси газов по уравнению Редлиха–Квонга в модификации Соаве [1], в результате которого определяются термодинамические свойства (удельная газовая постоянная, коэффициент сжимаемости, показатель изоэнтропы) по заданным значениям давления и температуры;
- газодинамический расчёт неохлаждаемой секции ступеней центробежного компрессора (реализован на основе основных положениях методики В.Ф. Риса [2] и рекомендаций Г.Н. Дена [3], в результате которого получаются основные геометрические и газодинамические параметры);
- расчёт безразмерных газодинамических характеристик ступени;
- расчёт газодинамических характеристик секции;
- расчёт газодинамических характеристик компрессора (при постоянном начальном или конечном давлении);
- расчёт режима работы компрессора при заданных начальных условиях;
- расчёт критических частот вращения ротора;
- расчёт лабиринтного уплотнения.

В разработке следующие модули:

- расчёт пневматической системы (компрессорной установки с учётом труб, теплообменников, сепараторов, клапанов и задвижек);
- расчёт коэффициента пропускной способности противополопажного клапана;
- расчёт задуммисной перетечки с учётом сопротивления задуммисной линии.

Модули реализованы как отдельные программы, имеют собственный программный интерфейс приложения с помощью которого обмениваются данными. Модули могут быть использованы как отдельно, так и вместе. Программный комплекс осуществляет быстрый и корректный перенос данных, а также ускоряет процесс проектирования центробежного компрессора.

Список литературы

1. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Праусниц Дж., Шервуд Т. Ленинград : Химия, 1982. 3-е издание, переработанное и дополненное: 592 с.
2. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. 351 с.
3. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. 232 с.

УДК621.515

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А.Н. Любимов, А.Г. Лахман

ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Лен. обл., пос. им. Свердлова, Россия
lakhman@entechmach.com

Лабиринтные уплотнения центробежного компрессора служат для уплотнения зазора между вращающимся ротором и неподвижным статором: уменьшения утечек рабочей среды из корпуса, перетечек через покрывающий диск рабочего колеса, перетечек между обратно-направляющим аппаратом и основным диском рабочего колеса, перетечек через думмис (необходимый для разгрузки осевых усилий ротора). Они принадлежат к бесконтактным уплотнениям и представляют собой ряд последовательно расположенных друг за другом узких концевых щелей – усов и камер между ними. Зазоры между ротором и статором образуются их кольцевыми поверхностями и заостренными кромками усов, разделяющих камеры.

Изучение вопросов газодинамики и прочности, связанных с течением газа в лабиринтных уплотнениях, является важной частью при проектировании и расчётах центробежного компрессора. Одним из важных параметров работы лабиринтных уплотнений является расход перетекаемого газа, которую стремятся снизить к минимуму [1, 2].

В ходе исследования решены задачи:

1. Получена математическая модель лабиринтного уплотнения. Одномерный алгоритм (1D) расчета лабиринтного уплотнения заданной геометрии (диаметр вала, шаг между усами, радиальный зазор, ширина уса, угол наклона уса, высота уса и т.д.) работающего на заданной смеси газов (состав смеси газов, давление, температура).
2. Математическая 1D-модель лабиринтных уплотнений верифицирована на основе результатов моделирования методом вычислительной газодинамики. Получено сравнение ие осредненного давления в камерах уплотнения по результатам двух расчетов.

-
3. Использование методов многопараметрической оптимизации, таких как Монте-Карло или алгоритм имитации отжига, для автоматического получения оптимальной формы лабиринтных уплотнений под заданные параметры газа с целью минимизации расхода перетекаемого газа.

Разработана 1D-математическая модель лабиринтного уплотнения, проведена верификация результатов расчёта с помощью методов вычислительной газодинамики. Разработан алгоритм и проведена многопараметрическая оптимизация лабиринтного уплотнения.

Список литературы

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. 351 с.
2. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. 232 с.

УДК621.515

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СМЕННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА МЕТОДОМ "СВЕРХУ-ВНИЗ"

А.Н. Любимов, А.А. Мамин

ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Лен. обл., пос. им. Свердлова, Россия

mamin@entechmach.com

Основными направлениями деятельности фирмы является производство компрессоров [1], сменных проточных частей, а также модернизация существующих центробежных компрессоров для химических, нефтехимических, металлургических и других производств.

В работе описан современный подход к разработке изделия – проектировании методом "сверху-вниз" от контрольной структуры через 3D-модели к контрольной сборке. Метод реализован в ПО NX при помощи параметрических моделей и ассоциативных связей.

Проектирование методом "сверху-вниз" состоит из 2-х этапов: эскизный и рабочий. В работе показано применение метода на примере сменной проточной части (СПЧ) центробежного компрессора.

Контрольная структура СПЧ центробежного компрессора является эскизным проектом в электронном виде и связывает между собой отдельные параметрические модели.

Контрольная структура состоит из основных параметрических моделей:

1. Модель, формирующая меридиональные обводы проточной части (входная камера, рабочие колеса (РК), диффузоры, поворотные колена,

обратно-направляющие аппараты (ОНА), выходное устройство, лабиринтные уплотнения и притрактовые полости (между дисками рабочих колес и статором));

2. Модель, формирующая лопаточные решетки РК;
3. Модель, формирующая лопаточные решетки лопаточных диффузоров (ЛД);
4. Модель, формирующая лопаточные решетки ОНА.

Контрольная структура СПЧ состоит из следующих вспомогательных параметрических моделей:

1. Модель для выгрузки исходных данных для расчета критических частот вращения ротора, прочностных расчетов роторных и статорных элементов;
2. Модель для выгрузки исходных данных для газодинамического расчета методом вычислительной газодинамики в ПО Numesa;
3. Модель, содержащая исходные данные для разработки 3D-моделей (например, данные 3D-сканирования оригинального компрессора);
4. Модель, привязанная к меридиональным обводам проточной части и содержащая контуры отдельных деталей (для оперативного заказа заготовок материалов для производства).

Контрольная структура, содержащая в себе параметрические модели, позволяет при помощи связи и передачи численных выражений между деталями и использования ассоциативно привязанных эскизов (WAVE-геометрии) [2] легко и быстро вносить изменения в геометрию СПЧ на любом этапе проектирования, вплоть до этапа существования итоговой КД. При этом при обновлении контрольной структуры происходит корректное каскадное обновление созданных на ее основе рабочих 3D-моделей, их сборок и 2D-чертежей.

Список литературы

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. 351 с.
2. Данилов Ю. Практическое использование NX. / Артамонов И. М.: ДМК Пресс, 2011. 332 с.

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ПОДШИПНИКИ, УПЛОТНЕНИЯ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ, ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА И ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА КОМПРЕССОРОВ

Секция III

УДК 621.51: 621.6.07

ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ АНТИПОМПАЖНЫХ СИСТЕМ, РАЗРАБОТАННЫХ В АО «НИИТУРБОКОМПРЕССОР ИМ. В.Б. ШНЕППА»

А.Л. Хавкин, И.Ф. Хуснутдинов

АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия
andrey.havkin@niitk.ru

Защита от помпажа является одной из наиболее приоритетных задач, обеспечивающих надежную и экономичную работу всего технологического оборудования практически всех отраслей промышленности, где эксплуатируются центробежные компрессорные установки (ЦКУ). Антипомпажная система является наиболее сложной и наукоемкой частью системы автоматизации турбокомпрессора. В АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» всегда уделялось особое внимание разработке и совершенствованию антипомпажных систем, благодаря чему имеются все компетенции необходимые для оснащения компрессоров надежными и эффективными системами защиты от помпажа, отвечающие всем современным требованиям. Все технические решения в данной области защищены патентами.

Для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации турбокомпрессора система антипомпажной защиты должна содержать два контура управления антипомпажным клапаном. Подобный подход нашел отражение не только в АО «НИИТурбокомпрессор», но и стандарте США API 670 [1].

Первый, основной контур антипомпажного регулирования, который не допускает возникновения помпажа за счет удержания рабочей точки газодинамической характеристики компрессора на безопасном расстоянии от границы помпажа путем байпасирования части компримируемого газа с линии нагнетания в линию всасывания компрессора. И второй, дополнительный контур антипомпажной защиты, предназначенный для распознавания начала

помпажа и экстренного вывода компрессора из опасного режима компримирования путем форсированного открытия байпасного или сбросного клапана.

Антипомпажное регулирование

Эффективность и надежность антипомпажного регулирования зависит от точности определения текущего взаимного положения рабочей точки характеристики компрессора и границы помпажа. В нефтеперерабатывающей промышленности эксплуатируются компрессоры, рабочие режимы которых предполагают компримирование газовых смесей, с существенно изменяющейся молярной массой и показателем адиабаты при различных частотах вращения ротора или положения входного направляющего аппарата. Например, в установках каталитического риформинга или гидроочистки компримируется газ, изменяющийся по составу от смеси углеводородов с большим содержанием водорода и молярной массой от 3-7 г/моль до почти чистого азота молярной массой 28 г/моль. В этих условиях обеспечить определенное относительное расстояние между рабочей точкой и границей помпажа во всем диапазоне изменения состава газа с необходимой точностью представляет сложную задачу даже для ведущих отечественных и зарубежных фирм, специализирующихся в области антипомпажных систем.

В АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» разработан и защищен патентом способ защиты от помпажа позволяющий существенно увеличить точность определения относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа [2, 3], что позволяет повысить надежность антипомпажной защиты, расширить диапазон рабочих характеристик компрессора без байпасирования газа и снизить энергетические затраты на компримирование. Отличительной особенностью способа является учет индивидуальных газодинамических характеристик всех ступеней сжатия и их взаимного расположения при определении текущей величины относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа. При этом величина относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа для секции политропного сжатия, определяется следующим образом:

$$S = \frac{\sigma}{\left(\frac{P_k}{P_H}\right)^\beta} \cdot \frac{\frac{\Delta P_{\text{вх}}}{P_H}}{\left[\left(\frac{P_k}{P_H}\right)^\sigma - 1\right]} \quad (1) \quad D = \frac{S - S_{\Pi}}{S} \quad (2) \quad \sigma = \frac{\log\left(\frac{T_k}{T_H}\right)}{\log\left(\frac{P_k}{P_H}\right)} \quad (3)$$

где $\Delta P_{\text{вх}}$ – перепад давления на расходомерном устройстве, установленном на входе в секцию; β – параметр учета индивидуальных газодинамических характеристик ступеней сжатия секции; D – текущее значение относительного расстояния между рабочей точкой и границей помпажа; S – текущее значение параметра, определяющего положение рабочей точки компрессора; S_{Π} – значение параметра S определенное при значениях газодинамических параметров в точке перехода к неустойчивому режиму компримирования (в помпажной точке); P_H, P_k – начальное и конечное давление газа в секции соответственно; T_H, T_k – начальная и конечная температура газа в секции соответственно; σ – температурный коэффициент политропы.

Параметр β в формуле (1) определяется расчётным путем и учитывает индивидуальные газодинамические характеристики ступени сжатия компрессора, рабочая точка которой наиболее приближена к границе помпажа, а также ее положение относительно других ступеней сжатия.

Проведенные исследования и практика настройки антипомпажных систем показали, что при оптимальном значении параметра β величина параметра S_n в помпажных точках сохраняет свое значение с хорошей точностью при изменении в широких пределах температуры, давления и состава компримируемого газа, а также частоты вращения ротора компрессора.

В качестве примера в таблице 1 приведен расчет границы помпажа при различных режимах работы циркуляционного компрессора, используемого в установке гидрокрекинга. Согласно приведенной таблицы применение запатентованного алгоритма расчета границы помпажа для данного компрессора, позволяет повысить точность определения точки помпажа и соответственно запаса до границы помпажа в 15 раз. Погрешность определения границы помпажа для различных режимов работы указано в показателе «Sig», который для запатентованного алгоритма АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» составляет для данного компрессора 3,9%.

Таблица 1. Расчет границы помпажа при различных режимах работы циркуляционного компрессора

Помпажные точки на режимах	n, об/мин	Газ	μ , кмоль/кг	Тн, К	Тк, К	Pн, кгс/см ²	Pк, кгс/см ²	G, кг/с	dP, кгс/см ²	S _n	
										без учета β	с учетом β
Расчетный	10769	H2	3,9096	330	361,3	152,96	198,31	16,6	0,11187	0,00269	0,002075
Winter SOR	10682	H2	3,5158	330	361	152,96	191	14,62	0,09629	0,00271	0,002168
Режим работы на H2	10682	H2	2,0302	330	349	154,89	176,58	8,18	0,05127	0,00245	0,002153
Режим работы на H2	8000	H2	2,0302	330	340	154,89	166,87	5,95	0,02713	0,00231	0,002148
Режим работы на H2	7000	H2	2,0302	330	338	154,89	164,02	5,168	0,02037	0,00227	0,002141
Пуск на H2	10682	H2	2,0302	330	349	6,123	7,06	0,357	0,00227	0,00253	0,002197
Режим работы на N2	6700	N2	28,015	323	423	8,157	16,73	5,664	0,03041	0,00452	0,002205
Режим работы на N2	6700	N2	28,015	323	423	40,788	81,5	27,7	0,14545	0,00449	0,002246
Режим работы на N2	6700	N2	28,015	243	343	40,788	99,9	41,67	0,24863	0,0057	0,002327
Режим работы на N2 при макс	7600	N2	28,015	323	452	40,788	95,722	34,95	0,23272	0,00563	0,002398
Тип и место установки СУ: Труба Вентури на входе в компрессор						Отклонение значений S _n					
Диаметр сопла расходомера СУ, мм, d=						0,179		S _{n, макс} =		0,0057	0,00225
Где: коэфф. расхода=						1,011		S _{n, мин} =		0,00227	0,002162
коэфф. расширения =						0,998		Sig=(S _{n, макс} -S _{n, мин})/S _{n, макс} *100%			
коэффициент "n"=						1,000		60,2157 3,917946			

Сигнализаторы (детекторы) помпажа

Наличие только системы антипомпажного регулирования не может гарантированно защитить компрессор от помпажа. К помпажу может привести некомпетентное управление компрессорной установкой или технологическим процессом, например, резкое снижение частоты вращения ротора или закрытие быстрозапорной арматуры в линиях всасывания и нагнетания. Помпаж

также может возникнуть из-за неверного определения положения рабочей точки характеристики компрессора относительно границы помпажа вследствие некорректного сигнала перепада давления на расходомерном устройстве из-за скопления конденсата или утечек в импульсных линиях, а также изменения геометрии проточной части или расходомерного устройства из-за обледенения или загрязнения.

Таким образом, второй контур защиты в виде устройства или программного средства для распознавания газодинамической неустойчивости процесса компримирования – сигнализатор (детектор) помпажа, является неотъемлемой частью современных систем обеспечения безопасной эксплуатации центробежных компрессорных установок.

Проблема эффективности и надежности распознавания помпажа и пред-помпажного состояния (вращающегося срыва) турбокомпрессоров была успешно решена в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» за счет применения способов диагностики помпажа, основанных на непрерывной групповой статистической обработке сигналов режимных газодинамических параметров в реальном масштабе времени [3–5]. За счет этого достигнута необходимая надежность и эффективность распознавания помпажа при высокой устойчивости к шумам и помехам. Работа детектора помпажа в реальных условиях эксплуатации компрессора приведена на рис. 1.

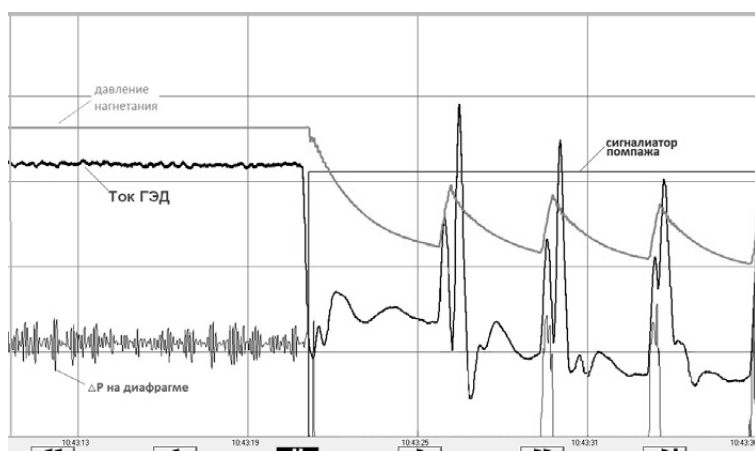


Рис.1. Помпаж компрессора 53ГЦ-394/1,5-43

Опыт внедрения

Для практической реализации описанных выше способов антипомпажного регулирования и распознавания помпажа было разработано математическое и программное обеспечение для контроллеров производства «Прософт», «Текон», «Эмикон», СКБ «ПСИС», «Siemens», «Allen-Bradley» и «Honeywell», на базе которых выполнялись системы автоматизации компрессорных установок.

Ко времени написания статьи антипомпажные системы, разработанные АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», внедрены в системы авто-

матизации 67 различных компрессорных установок, как производства АО «Казанькомпрессормаш», так и других отечественных и зарубежных производителей. Общее количество внедрений более 100, так как многие установки выпускались в количестве от 2 до 6. Компрессорные установки различались как по типу, так и по технологическому назначению, и предназначались для компримирования газа на технологических установках каталитического риформинга, гидроочистки, каталитического крекинга, изомеризации, замедленного коксования, очистки коксового газа, депарафинизации, а также установках холодильного цикла и других ответственных производствах.

Опыт проведения пуско-наладочных работ (ПНР) и эксплуатации компрессорных установок, снабженных антипомпажными системами АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» показал:

1. Помпажные испытания ЦКУ в условиях эксплуатации подтвердили, что параметр, определяющий положение рабочей точки характеристики, вычисляемый по формуле (1) сохраняет свое значение в точке помпажа при значительных изменениях газодинамических характеристик компримируемого газа по условиям всасывания – компонентного состава, давления, температуры, а также изменении частоты вращения ротора и положения входного направляющего аппарата. Таким образом результаты теоретических изысканий были полностью подтверждены на практике.
2. Использование способа защиты от помпажа [2] позволяет проводить только один помпажный тест для определения реальной границы помпажа в условиях эксплуатации и настройки антипомпажной системы даже для ЦКУ, предназначенных для компримирования изменяющихся по компонентному составу газов с переменной частотой вращения ротора. Это повышает безопасность пуско-наладочных работ за счет снижения риска повреждения компрессора при проведении многократных помпажных тестов, которые необходимо проводить при использовании других способов антипомпажного регулирования.
3. Контуры антипомпажного регулирования, основанные на использовании величины относительного расстояния от рабочей точки характеристики до границы помпажа, вычисляемой по формуле (2), показали хорошую устойчивость и качество регулирования при работе с различными ЦКУ и антипомпажными клапанами, отличающихся по типу и быстродействию. При этом эффективность контура антипомпажного регулирования повышалась за счет учета динамики приближения рабочей точки к границе помпажа для формирования упреждающего воздействия на антипомпажный клапан, а также за счет автоматического адаптивного изменения динамических настроек ПИ-регулятора при опасном приближении рабочей точки к границе помпажа.

-
4. Сигнализаторы (детекторы) помпажа с использованием способов диагностики [4, 5], основанных на статистической обработке сигналов, показали высокую надежность распознавания помпажа ЦКУ различного типа и назначения даже в условиях «зашумленного» характера сигналов. Использование подобных детекторов помпажа позволило повысить безопасность эксплуатации ЦКУ.
 5. При проведении пуско-наладочных работ неоднократно применялась методика дистанционного проведения помпажных тестов и настройки систем антипомпажной защиты, что позволило обеспечить полноценное участие наиболее квалифицированных специалистов в испытаниях без их выезда на место эксплуатации ЦКУ. Это особенно актуально при необходимости проведения пуско-наладочных работ ЦКУ одновременно на нескольких объектах.
 6. В ходе помпажных тестов большинства ЦКУ записывались сигналы датчиков режимных газодинамических параметров ЦКУ с периодом дискретизации 10 мс. Таким образом в АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» накоплена уникальная база данных помпажных тестов ЦКУ различного типа и назначения. Это позволяет проводить исследования по разработке и апробации новых способов антипомпажной защиты путем математического моделирования, используя реальные тестовые сигналы.
 7. Опыт эксплуатации показал, что антипомпажные системы АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» соответствуют современным требованиям, предъявляемым к подобным системам и обеспечивают безопасную эксплуатацию ЦКУ.

Список литературы

1. API 670 «Системы защиты механического оборудования», стандарт США, 5-е издание, 2014.
2. Гузельбаев Я.З., Лунев А.Т., Хавкин А.Л., Хуснутдинов И.Ф. Способ защиты турбокомпрессора от помпажа / Патент RU № 2 458 257 С1.
3. Гузельбаев Я.З., Хавкин А.Л., Хуснутдинов И.Ф. Системы антипомпажной защиты АО «НИИтурбокомпрессор» / Труды XVII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике, Казань, 2017, с.233.
4. Патент РФ 2247868. Способ распознавания помпажа турбокомпрессора и система для его реализации / Я.З. Гузельбаев, А.Л. Хавкин. Заявл. 26.06.2003 // 2005.
5. Гузельбаев Я.З., Хавкин А.Л. Способ диагностики помпажа турбокомпрессора и система для его реализации / Патент RU № 2 247 869 С1.

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КОМПРЕССОРА

Н.В. Соколов^{1,2}, П.Е. Федотов³

¹АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия

²Казанский национальный исследовательский технологический университет, г. Казань, Россия

³Казанский (Приволжский) федеральный университет, г. Казань, Россия
nikolay.sokolov@niitk.ru

Упорный подшипник скольжения является важным элементом конструкции корпуса центробежных и винтовых компрессоров. Он предназначен для восприятия осевой нагрузки, действующей на ротор, передачи ее на статор, а также для фиксации ротора относительно корпуса в осевом направлении.

Упорный подшипник имеет набор неподвижных подушек и вращающийся диск, между которыми находится тонкий слой смазки. В настоящей работе используется модель течения смазки в подшипниках, предложенная в [1], которая представляет собой начально-краевую задачу для системы нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка. Система включает в себя двумерное уравнение Рейнольдса, характеризующее распределение давления в смазочном слое, и трехмерное нестационарное уравнение энергии, описывающее распространение тепла в подушке, диске и смазочном слое. Уравнение энергии в смазочном слое переменной толщины является нелинейным и характеризуется наличием доминирующей конвекции.

Поверхность диска является плоской. Поверхность подушки является профилированной и подвергается температурным деформациям. Между подушками находятся радиальные межподушечные каналы, через которые подается смазка. При динамическом нагружении подшипника диск движется вдоль вертикальной оси ротора. Таким образом, толщина слоя становится переменной во времени величиной.

При моделировании упорного подшипника удобно пользоваться цилиндрической системой координат. Определим координатные оси r , φ , y , соответствующие радиусу, угловой координате и толщине слоя.

Подшипник имеет периодическую структуру, поэтому далее при отсутствии перекося плоскости подушек и диска будет рассматриваться лишь элемент периодичности. Двумерное уравнение Рейнольдса, определяющее распределение давления в смазочном слое, имеет следующий вид

$$r \frac{\partial}{\partial r} \left(r f_0 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(f_0 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = f, \quad x \in \Omega_{Re}. \quad (1)$$

где p – функция давления; f_0, f_1 – коэффициенты зависящие от температуры смазки; функция правой части f имеет сложную структуру, учитывающая изменение толщины слоя, Ω_{Re} – граница области определения давления p . На границах области Ω_{Re} по краям подушки давление задано.

Уравнение энергии в областях смазочного и пограничного слоев, упорном диске и подушке имеет вид

$$b \frac{\partial(\rho t)}{\partial \tau} + \text{div}(Vt - K \nabla t) = f, \quad x \in \Omega \quad (2)$$

где t, ρ – температура и плотность в соответствующей области.

Скорость и коэффициент теплопроводности в смазочном слое имеет вид

$$V = \begin{pmatrix} V_r \\ V_\varphi \\ V_y \end{pmatrix}, \quad K = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{\varphi\varphi} & K_{\varphi y} \\ 0 & K_{y\varphi} & K_{yy} \end{pmatrix} \quad (3)$$

Скорость в подушке равна нулю, в диске с учетом окружной скорости вращения равна $V = (0, V_\varphi, 0)^T$ K – диагональная матрица в подушке и диске.

Уравнение (2) дополним граничными условиями. По координате φ в диске и смазочном слое ставится условие периодичности. По координате y на границах между смазочным и пограничным слоями и твёрдыми элементами ставится условие сопряжения. В межподушечном канале на условной границе $y = h(r, \varphi)$ смазочного слоя задаётся температура подачи смазки. На оставшихся границах твердых тел ставится условие третьего рода, моделирующее теплообмен с окружающей средой.

Уравнение в смазочном слое имеет особенность. По направлению r присутствует лишь конвективное слагаемое. Скорость V_r определяет истекающие потоки на внутренних и внешних радиусах области. Таким образом, граничное условие там не ставится. На тех частях границы, где скорость направлена внутрь, задаётся температура подачи смазки.

Толщина смазочного слоя является переменной величиной. В связи с этим производится замена переменных $r = \bar{r}, \varphi = \bar{\varphi}, y = h(r, \varphi)\bar{y}$, преобразующая исходную расчётную область в прямоугольную. При этом важно, что уравнение энергии сохраняет дивергентный вид.

После замены переменных уравнение энергии (2) в смазочном и пограничном слоях принимает вид

$$b \frac{\partial \bar{\rho} \bar{t}}{\partial \bar{\tau}} + \text{div}(\bar{V} \bar{t} - \bar{K} \bar{\nabla} \bar{t}) = f, \quad x \in \bar{\Omega}. \quad (4)$$

где $\bar{\nabla} u = (\partial u / \partial \bar{r}, \partial u / \partial \bar{\varphi}, \partial u / \partial \bar{y})^T$, f – диссипативная функция.

Для численного решения задачи в твердых телах (упорный диск и подушка) был использован метод конечных элементов. Сеточная схема для уравнения Рейнольдса построена методом сумматорных тождеств. Для учёта теплообмена с областями построен метод на основе метода Лионса декомпозиции областей [2, с. 59]. Итерации метода декомпозиции для двух областей, имеющих различные скорости V_1, V_2 и коэффициенты теплопроводности K_1, K_2 , определяются уравнениями

$$\begin{aligned} \operatorname{div}(V_1 u_1^{k+1} - K_1 \nabla u_1^{k+1}) &= f_1, & \operatorname{div}(V_2 u_2^{k+1} - K_2 \nabla u_2^{k+1}) &= f_2, \\ -(V_1 u_1^{k+1} - K_1 \nabla u_1^{k+1}) \cdot v_1 + \omega_u u_1^{k+1} &= \lambda_1^k, & -(V_2 u_2^{k+1} - K_2 \nabla u_2^{k+1}) \cdot v_2 + \omega_u u_2^{k+1} &= \lambda_2^k \\ \lambda_1^{k+1} &= -\lambda_2^k + 2\omega_u u_2^{k+1}, & \lambda_2^{k+1} &= -\lambda_1^k + 2\omega_u u_1^{k+1}. \end{aligned} \quad (5)$$

где v_1, v_2 – нормали к границам областей, u_1, u_2 – температура, f_1, f_2 – некоторое заданные функции, ω_u – параметр метода.

Краевое условие на границе с твёрдыми телами в соответствии с методом декомпозиции представляет в виде

$$(\bar{V}u_h - \bar{K}\nabla u_h) \cdot v + \omega_u u_h = \lambda, \quad x \in \Gamma_y \quad (6)$$

Для численного решения задачи в смазочном слое была построена схема разрывного метода Галёркина с прямоугольными элементами. Выбор схемы такого типа для аппроксимации исходного уравнения обусловлен локальной консервативностью построенных на его основе сеточных схем, малой схемной вязкостью, а также их устойчивостью для широкого класса задач с доминирующей конвекцией.

При построении схемы были использованы кусочно-постоянные внутри расчётной области и кусочно-линейные вблизи границы пространства аппроксимирующих функций. Выбор такого типа аппроксимирующих функций позволяет существенно уменьшить количество требуемых для расчёта ресурсов без ощутимой потери качества решения при декомпозиции областей. Способ построения таких схем приведён в [3]. Сеточная схема для этой задачи в операторной форме при фиксированном t имеет вид

$$B \left(\frac{\partial(\rho_h u_h)}{\partial \tau} \right) + (A_v + A_q + A_\gamma) = F + F_\gamma \quad (7)$$

где ρ_h, u_h – сеточные аппроксимации функций плотности ρ и температуры t , соответственно.

Операторы в уравнении при любых w_h из пространства аппроксимирующих функций удовлетворяет равенствам

$$\begin{aligned}
A_v u_{\tilde{h}} \cdot w_{\tilde{h}} &= \sum_{K \in \mathfrak{S}_{\tilde{h}}} \int_K (-u_{\tilde{h}} \bar{V} \cdot \bar{\nabla} w_{\tilde{h}}) dx + \sum_{\gamma \in \Gamma_{\tilde{h}}} \int_{\gamma} \left[u_{\tilde{h},+p} (\bar{V} \cdot p)^- - u_{\tilde{h},-p} (\bar{V} \cdot p)^+ \right] (w_{\tilde{h},+p} - w_{\tilde{h},-p}) dx, \\
A_q u_{\tilde{h}} \cdot w_{\tilde{h}} &= \sum_{K \in \mathfrak{S}_{\tilde{h}}} \int_K q_{\tilde{h}} \cdot \bar{\nabla} w_{\tilde{h}} dx + \sum_{\gamma \in \Gamma_{\tilde{h}}} \int_{\gamma} (w_{\tilde{h},+p} - w_{\tilde{h},-p}) q_{\tilde{h},+p} \cdot p dx, \\
A_{\omega} u_{\tilde{h}} \cdot w_{\tilde{h}} &= \sum_{\gamma \in \Gamma_{\tilde{h}}} \int_{\gamma} \omega_{\alpha} u_{\tilde{h}} w_{\tilde{h}} dx, \quad B u_{\tilde{h}} \cdot w_{\tilde{h}} = \sum_{K \in \mathfrak{S}_{\tilde{h}}} \int_K b u w_{\tilde{h}} dx, \\
F \cdot w_{\tilde{h}} &= \sum_{K \in \mathfrak{S}_{\tilde{h}}} \int_K f w_{\tilde{h}} dx, \quad F_{\gamma} \cdot w_{\tilde{h}} = \sum_{\gamma \in \Gamma_{\tilde{h}}} \int_{\gamma} \lambda w_{\tilde{h}} dx.
\end{aligned} \tag{8}$$

где $\mathfrak{S}_{\tilde{h}}$ – множество элементов разбиения области $\bar{\Omega}$; $K \in \mathfrak{S}_{\tilde{h}}$ – элемент разбиения; p – единичная нормаль к границам элементов разбиения области, ориентированная так, что $e \cdot p > 0$, $e = (1, 1, 1) / \sqrt{3}$; $(w)^{\pm}$ – положительная или отрицательная часть функции w .

Пространства аппроксимирующих функций содержат, вообще говоря, разрывные функции. Символами $w_{\pm p}$ здесь обозначаются предельные значения функций прилежащих к границе элементов разбиения со стороны $\pm p$.

Для решения построенных сеточных схем разработан комплекс программ **Sm2Px3Tht** на языке C++ с использованием библиотеки классов Eigen 3.4 [4, 5]. С её помощью проведены численные эксперименты, свидетельствующие о сходимости последовательности решений сеточных схем на сгущающихся сетках. На рис. 1 представлен график погрешности в зависимости от количества точек и шага сетки.

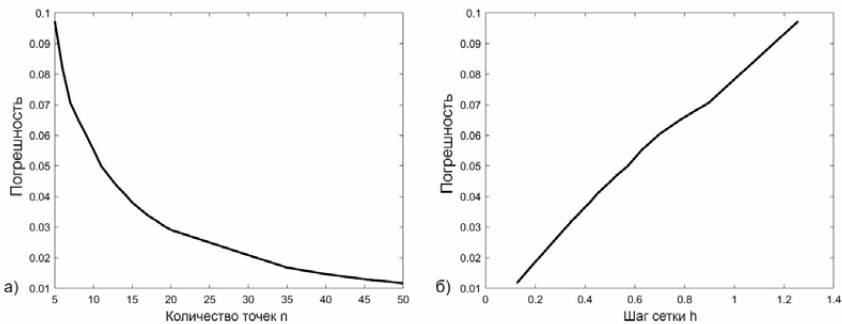


Рис. 1. Погрешность в зависимости от:
а) количества точек n ; б) шага сетки h

Построенный программный комплекс позволяет проводить моделирование работы упорного подшипника, применяемого в центробежных и винтовых компрессорах, при их различных исходных геометрических, режимных и физических параметрах. На основе созданного комплекса получают распределение давления и несущая способность, распределение температуры и расходы смазки при различных формах движения диска. На рис.2 и рис.3 показаны графики распределения давления в плоскости $(r-\varphi)$ и в сечениях.

На рис. 4 представлены графики распределения температуры в плоскости ($r-\varphi$) в центре расчётной области упорного диска, смазочного слоя и подушки. Красный цвет означает высокие значения рассматриваемой величины, синий – низкие. Наибольшее значение давления достигает вблизи входа в плоскую часть подушки. Это обусловлено тем, что зазор в этом месте минимальный и подача смазки затруднена. Стоит отметить, что из-за окружной скорости в диске и быстроизменяющихся тепловых потоков между диском и смазочным и пограничным слоями температура в направлении φ не меняется и равна некоторому среднему значению.

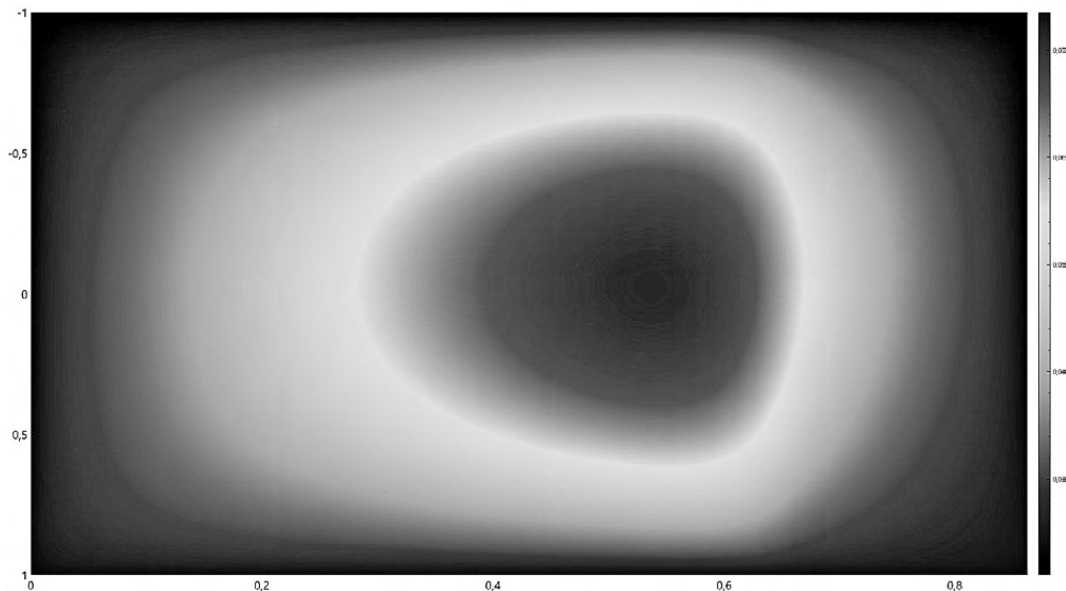


Рис. 2. Распределение давления

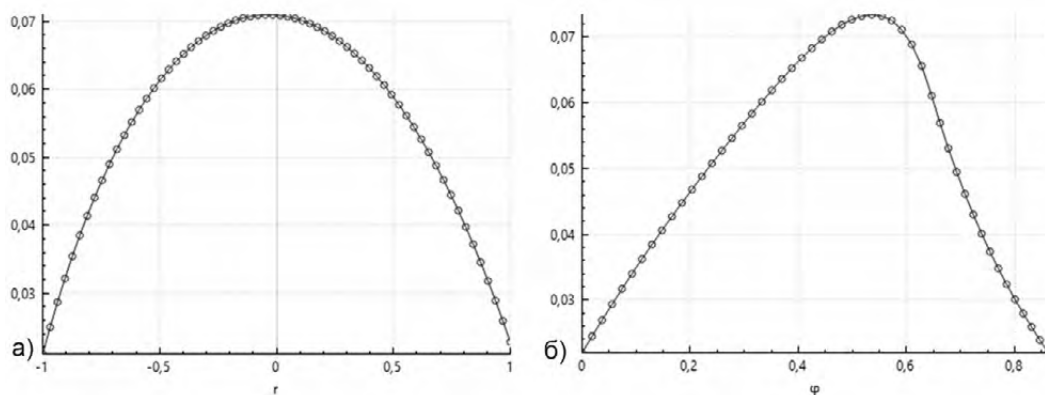


Рис. 3. Распределение давления в сечении:
а) радиальное направление, б) угловое направление

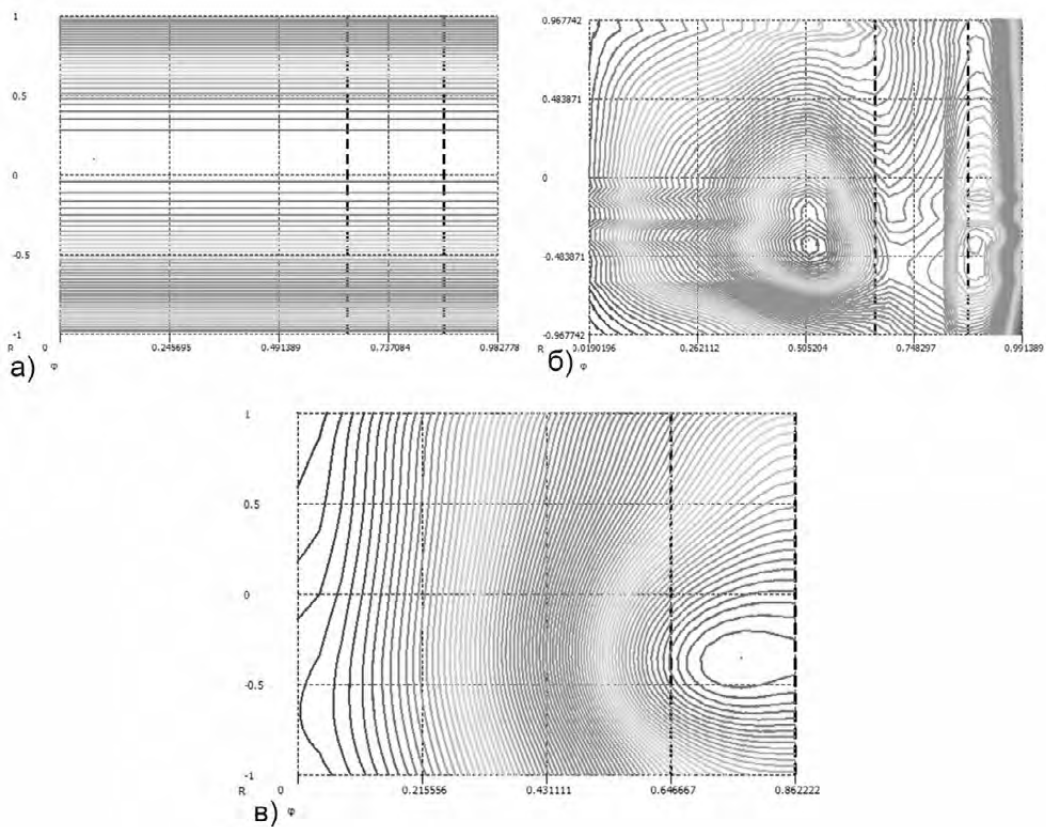


Рис. 4. График распределение давления:
 а) в диске, б) в смазочном слое, в) в подушке

На границах областей диска и подушки, где происходит теплообмен со смазочным и пограничным слоями, ставится условие сопряжения. Для учёта этого условия был построен метод декомпозиции (2). На рис. 5 приведён график распределения температуры в сечении при фиксированных r и φ в центре расчётной области.

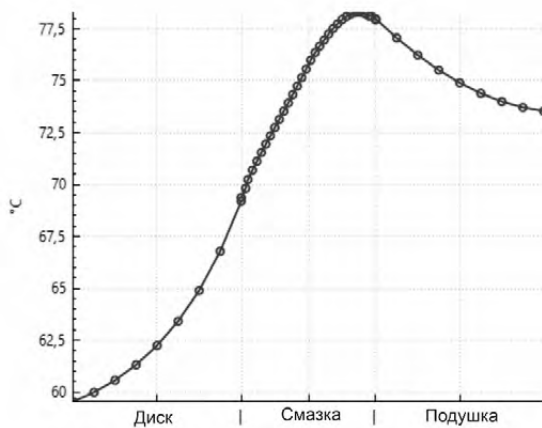


Рис. 5. Распределение температуры
 в сечении вдоль направления y .

Во время работы подшипника диск перемещается по заданной траектории. На рис. 6(а) показан график изменения толщины слоя во времени при синусоидальной траектории движения диска. На рисунке 6(б) – 6(г) представлены графики давления, несущей способности и расходов смазки в зависимости от траектории диска. Линией с точками на графике отмечена рассматриваемая характеристика, а красной гладкой линией показана траектория диска.

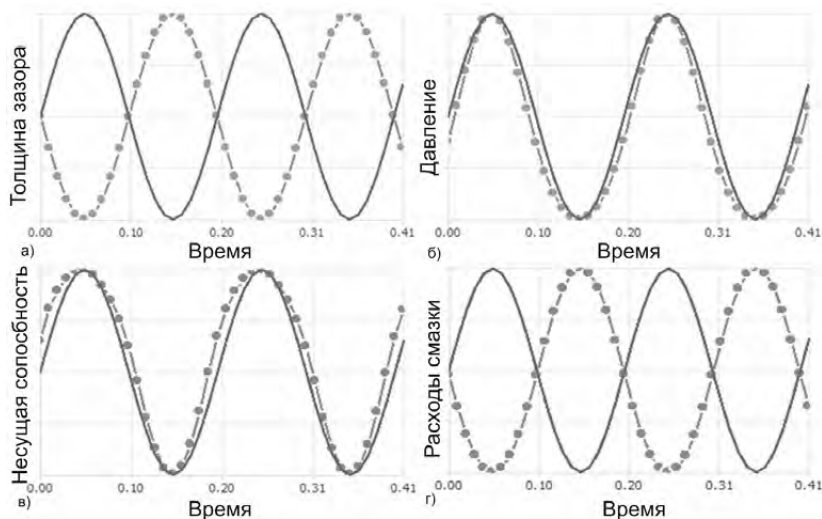


Рис. 6. Изменение во времени:

а) толщина слоя, б) давление, в) несущая способность, г) расходы смазки

Таким образом, создана программа для расчета статических и динамических характеристик упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками. Упорный подшипник, как правило, применяется в винтовых и центробежных компрессорах. Для получения результатов применены численные методы; в результатах представлены интегральные и локальные характеристики, которые имеют возможность изменяться в зависимости от рабочего зазора при перемещении упорного диска ротора во времени.

Список литературы

1. Sokolov, N.V. Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbocharger/ N.V. Sokolov, M.B. Khadiev, T.V. Maksimov, E.M. Fedotov, P.E. Fedotov / Journal of Physics: Conference Series, 2019. Vol. 1158 No. 4. P.1 - 9.
2. Dolean, V. An Introduction to Domain Decomposition Methods: algorithms, theory and parallel implementation / V. Dolean, P. Jolivet, F. Nataf. France. 2015
3. Федотов, Е.М. Предельные схемы Галёркина-Петрова для нелинейного уравнения конвекции-диффузии / Е.М. Федотов // Дифференц. уравнения. Т. 46., 2010, № 7, С.1033-1043

-
4. Федотов, П.Е. «Sm2Px3Tхт – Динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке обратной задачи» / П.Е. Федотов, Е.М. Федотов, Н.В. Соколов, М.Б. Хадиев. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020615227, 19 Май 2020.
 5. Eigen. URL: <http://eigen.tuxfamily.org/> (дата обращения 18-января-2022).

УДК 669.1:66.018.83

ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННОЙ СТОЙКОСТИ СТАЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Е.Н. Поморцев¹, З.Р. Габдрахманова¹, М.Г. Васингина¹
А.А. Лапеченков², Д.В. Ляшенко²

¹АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия

²ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург, Россия
evgeniy.pomortsev@niitk.ru

Компрессоростроение в значительной степени определяет технический уровень и эффективность топливно-энергетического, химического, машиностроительного и других отраслей промышленности. Современные темпы развития промышленности предъявляют высокие требования к технологическому оборудованию, в том числе и к компрессорным установкам. Основной проблемой с точки зрения обеспечения надёжной эксплуатации нефтегазового промышленного оборудования является защита от коррозии [1–4].

Прогнозирование скорости коррозии и срока службы аппаратов требует четкого понимания механизма коррозионных процессов, в которых в равной степени участвуют металл и коррозионная среда, поэтому характеристика среды и условия эксплуатации, наряду со свойствами металла, влияют на интенсивность коррозии и характер разрушения.

Газовые смеси ряда нефтяных и газовых месторождений характеризуются наличием активных компонентов, в их числе – сероводород (H₂S). По степени воздействия на коррозионный процесс сероводород считается наиболее сильным из известных стимуляторов коррозии, приводящий к охрупчиванию и растрескиванию металла. Прогнозирование коррозионных процессов, а также степени возможного коррозионного влияния на металл являются крайне важными задачами при проектировании оборудования.

Материальное исполнение играет ключевую роль в работоспособности компрессорного оборудования. В целом, это сложный и ответственный процесс, где задачей выступает подбор такого материала, который наряду с доступностью обладал бы достаточной надёжностью с точки зрения эксплуатационных свойств и коррозионной стойкости.

Стоит также отметить, что зачастую заказчики компрессорного оборудования указывают на необходимость соответствия применяемых материалов актуальным международным стандартам – NACE MR0103, NACE MR0175, российским стандартам – ГОСТ Р 53679, ГОСТ Р 53678. В данных стандартах указаны необходимые требования к выбору материалов для применения в средах, содержащих сероводород при добыче нефти и газа. Однако, в данных стандартах отсутствуют ссылки на марки сталей по российским стандартам, применяемых при проектировании компрессорных установок.

В связи с этим проведение исследований закономерностей процессов коррозионного поведения конструкционных сталей, применяемых в нефтегазовом оборудовании, является актуальным направлением развития материалов и технологий и представляет практический интерес.

Цель работы – исследование коррозионной стойкости конструкционных материалов в технологических средах с содержанием сероводорода и определение возможности их применения при изготовлении деталей компрессорного оборудования.

Работа выполнена на испытательных стендах лаборатории ФГАОУ ВО Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.

В качестве объектов исследования были выбраны конструкционные материалы, в основном широко применяемые в компрессоростроении, а также материалы, рекомендованные к работе в среде сероводорода.

Химический состав и механические свойства исследуемых сталей и сплавов приведены в таблице 1.

Проведенный химический анализ показал, что исследуемые материалы соответствуют требованиям по химическому составу нормативно-технической документации.

Таблица 1. Химический состав и механические свойства исследуемых материалов

Марка материала	Массовая доля элементов согласно сертификата качества, %											
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	Al	Ti	V
Сталь 20	0,20	0,24	0,43	0,015	0,005	0,04	0,03	0,01	-	-	-	-
ГОСТ 1050-2013	0,17-0,24	0,17-0,37	0,35-0,65	≤0,030	≤0,035	≤0,25	≤0,30	≤0,30	-	-	-	-
Сталь 09Г2С	0,09	0,57	1,40	0,014	0,011	0,17	0,28	0,23	-	-	-	0,01
ГОСТ 19281-2014	≤0,12	0,50-0,80	1,30-1,70	≤0,030	≤0,035	≤0,30	≤0,30	≤0,30	-	-	-	≤0,12
Сталь 14Х2ГМР	0,11	0,28	0,95	0,010	0,007	1,42	0,28	0,18	0,42	-	-	-
ОСТ 108.958.04-85	0,10-0,16	0,17-0,37	0,90-1,20	≤0,030	≤0,030	1,30-1,70	≤0,30	-	0,40-0,50	-	-	≤0,08
Сталь 08Х18Н10Т	0,07	0,36	0,93	0,036	0,005	17,25	9,30	-	0,19	-	0,58	0,04

Марка материала	Массовая доля элементов согласно сертификата качества, %											
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	Al	Ti	V
Гост 5632-2014	≤0,08	≤0,80	≤2,00	≤0,040	≤0,020	17,00-19,00	9,00-11,00	-	-	-	5-С-0,70	-
Сплав ВТ6С	0,02	0,02	-	-	-	-	-	-	-	6,2	осн.	4,3
Гост 19807-91	≤0,10	≤0,15	-	-	-	-	-	-	-	5,3-6,5	осн.	3,5-4,5

Исследования проведены на образцах, изготовленных согласно эскиза, представленного на рис. 1. Испытывались образцы основного металла в состоянии послековки и последующей термообработки, а также со сварным и паянным соединениями. Из опытного материала испытывалось не менее трех образцов.

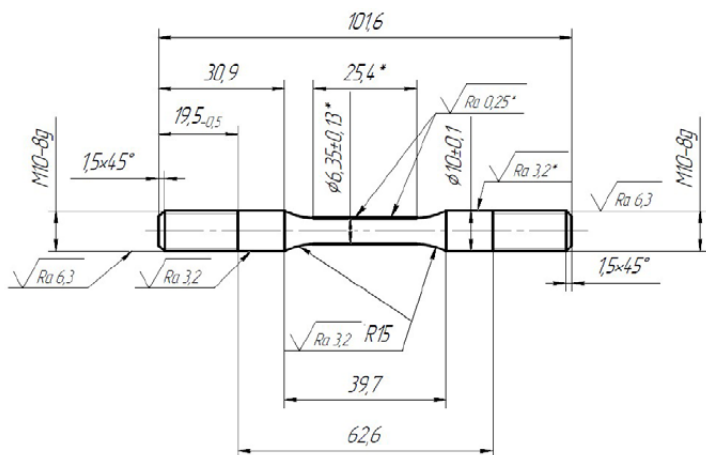


Рис. 1. Образец для испытаний на растрескивание под действием напряжения в сульфидсодержащей среде (SSC)

Испытания проводились на образцах по методике, описанной в стандарте NACE TM 0177-2016, метод А – испытание на растяжение с целью определения максимального одноосного растягивающего напряжения без разрушения образца в течение 720 ч. Испытания проводили в растворах А и С. Раствор А представляет собой насыщенный сероводородом раствор, содержащий 5,0 вес.% хлорида натрия и 0,5 вес.% ледяной уксусной кислоты, растворенных в дистиллированной воде с уровнем рН 2,6-2,8. Раствор С представляет собой водный раствор хлорида натрия, в котором содержание хлорида, парциальное давление H₂S и рН, воспроизводят предполагаемые условия эксплуатации. Температура испытаний составляла 22-23°С. Образцы испытывались при нагрузке в 70%, 80% и 90% от фактического предела текучести материала. Общее время испытаний составило 720 часов. На рис. 2 приведен внешний вид установки для испытаний заготовки.

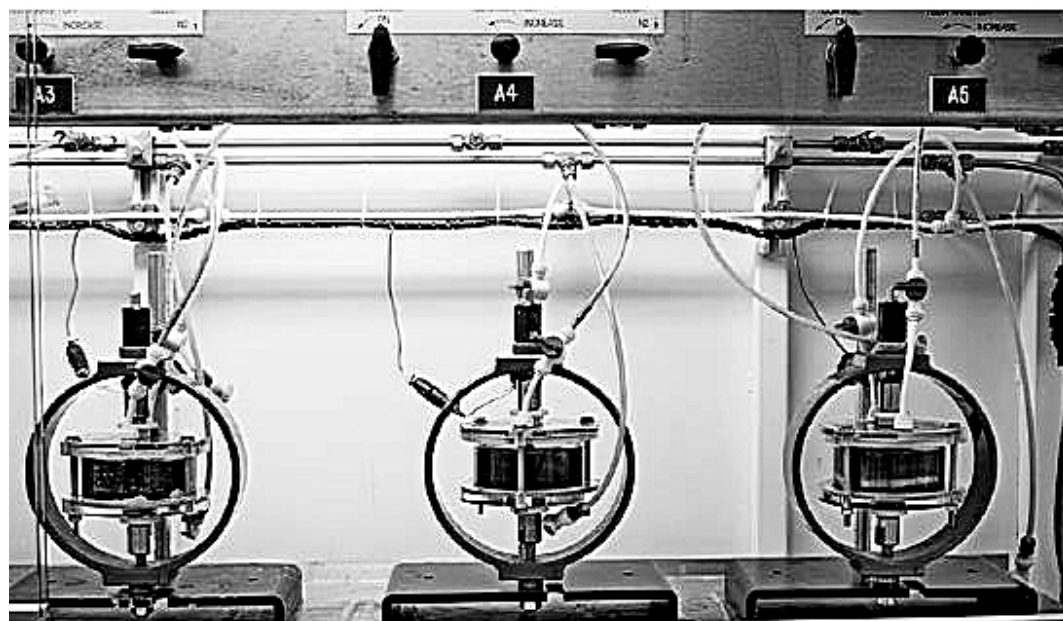


Рис. 2. Установка «Cortest» для проведения испытаний на стойкость к СКРН по стандарту NACE TM0177, метод А

Стойкость материалов к сероводородному растрескиванию определяли по времени до разрушения образцов в испытываемой среде при заданной нагрузке. Все образцы из опытной партии, не разрушившиеся в результате испытаний за 720 часов, формально считаются прошедшими испытание при заданной нагрузке. Однако после испытаний металл может быть охрупчен и ослаблен, может содержать заметное количество достаточно крупных трещин. В виду этого также проводилась визуальная оценка образцов после испытаний на наличие или отсутствие трещин.

Результаты испытаний исследуемых сталей и сплавов представлены в таблице 2.

В результате проведенных испытаний на стойкость к сульфидному коррозионному растрескиванию под напряжением установлено, что:

1) образцы из стали 20, нагруженные до 70% от предела текучести, выдержали 720 часов испытаний, однако на поверхности образцов обнаружены трещины (рис. 3), что свидетельствует о склонности к сероводородному растрескиванию.

Таблица 2. Результаты испытаний сталей и сплавов

Марка материала	Состояние образц	Раствор	Напряжение от предела текучести	Результат испытаний
Сталь 20	Основной металл	С	70%	образцы не разрушались, но обнаружены трещины
Сталь 09Г2С	Основной металл Закалка (900°C) +отпуск (650°C)	С	70%	образцы выдержали испытания
	Сварной Св. 08Г2С + отпуск (620°C)	С	70%	образцы не выдержали испытания
Сталь 14Х2ГМР	Основной металл Закалка (925°C) + отпуск (570°C) + отпуск (620°C)	С	70%	образцы выдержали испытания
		С	90%	образцы выдержали испытания
		А	80%	образцы не выдержали испытания
	Сварной Электрод OK Aristrod 12.50 + отпуск (620°C)	С	70%	образцы выдержали испытания
		С	90%	образцы не выдержали испытания
Сталь 08Х18Н10Т	Основной металл Закалка (1050 °С)	С	70%	образцы выдержали испытания, обнаружены питтинги
	Сварной AWS A 5.9: ER 347Si	С	70%	образцы выдержали испытания
	Основной металл Закалка (1050 °С)	А	70%, 80%	образцы выдержали испытания
	Сварной AWS A 5.9: ER 347Si	А	70%, 80%	образцы выдержали испытания
Сплав ВТ6С	Основной металл Отжиг (950°C) + Отжиг (900°C)	А	70%, 80%	образцы выдержали испытания
	Паяный Припой СТЕМЕТ 1216, ВПр16	А	70%, 80%	образцы выдержали испытания



Рис. 3. Образец из стали 20 (основной металл)
после испытаний на СКРН в растворе С

2) образцы из стали 09Г2С, нагруженные до 70% от предела текучести, выдержали 720 часов испытаний и не проявили склонности к сульфидному коррозионному растрескиванию под напряжением (рис. 4а). Сварные образцы из стали 09Г2С, нагруженные до 70% от предела текучести, разрушились, не выдержав весь период испытаний (рис. 4б).

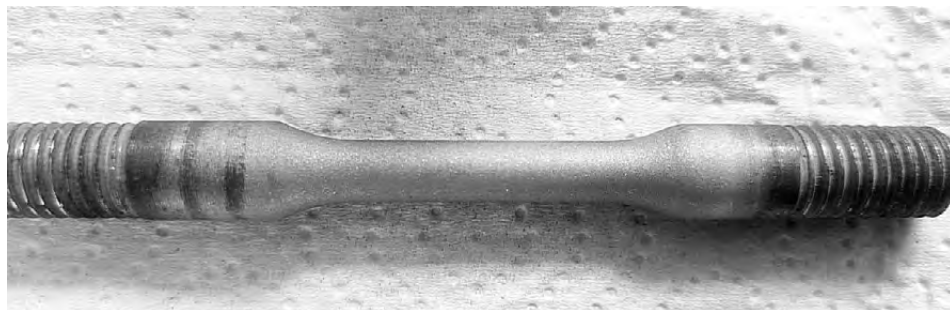


а) основной металл

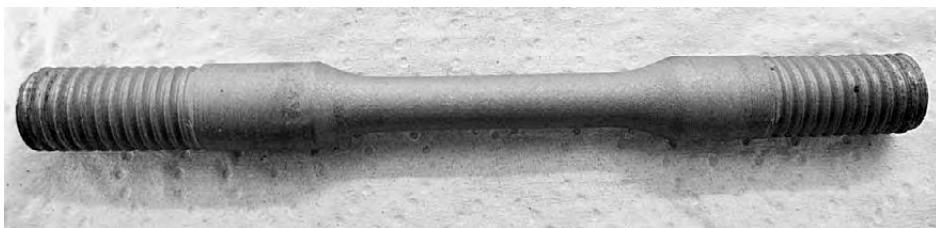
б) сварной образец

Рис. 4. Образцы из стали 09Г2С после испытаний на СКРН в растворе С

3) образцы из стали 14Х2ГМР, нагруженные до 70% и 90% от предела текучести в растворе С, выдержали 720 часов испытаний и не проявили склонности к сульфидному коррозионному растрескиванию под напряжением (рис. 5а, б). В растворе А образцы из стали 14Х2ГМР, нагруженные до 80%, не выдержали испытания. Сварные образцы из стали 14Х2ГМР, нагруженные до 70% от предела текучести, выдержали 720 часов испытаний и не проявили склонности к сульфидному коррозионному растрескиванию под напряжением. Сварные образцы из стали 14Х2ГМР, нагруженные до 90% от предела текучести, разрушились, не выдержав весь период испытаний (рис. 5в).



а) основной металл (70% от предела текучести)



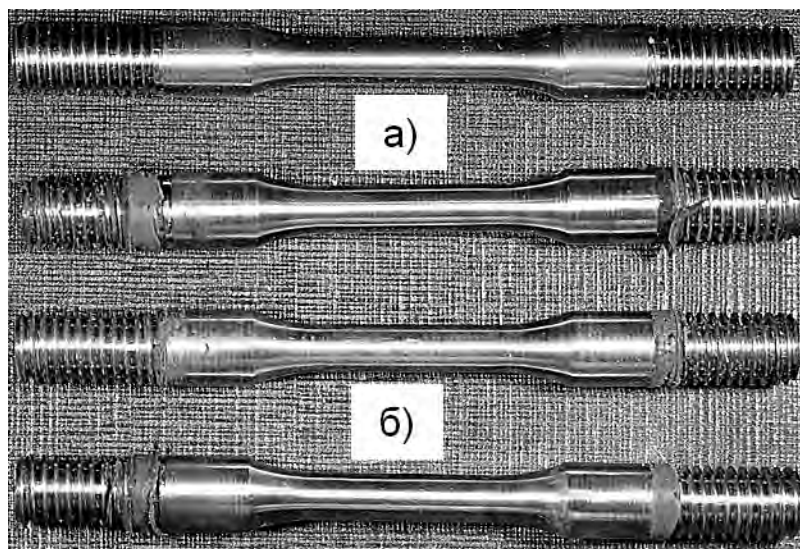
б) основной металл (90% от предела текучести)



в) сварной образец (90% от предела текучести)

Рис. 5. Образцы из стали 14Х2ГМР после испытаний на СКРН в растворе С

По результатам испытаний образцы титанового сплава ВТ6С как с пайкой, так и без не проявили склонности к сульфидному коррозионному растрескиванию под напряжением. Также на образцах после испытаний отсутствовали коррозионные повреждения. На рис. 6 изображены образцы после испытаний.



а) образец-свидетель; б) образцы после испытаний
Рис. 6. Образцы из сплава ВТ6С на СКРН в растворе А

Таким образом, результаты проведенных коррозионных испытаний показывают, что стали 20 и 09Г2С (сварной образец) подвергаются охрупчиванию и характеризуются низкой стойкостью к сероводородному растрескиванию под напряжением. Наиболее стойкими материалами в среде сероводорода являются стали 14Х2ГМР, 09Г2С, 08Х18Н10Т и титановый сплав ВТ6С, которые могут быть рекомендованы в качестве материалов деталей компрессорных установок с учетом дополнительных технических требований согласно международным (NACE MR0175) или российским стандартам (ГОСТ Р 53678). Стоит отметить, что склонность материалов к сероводородному растрескиванию будет зависеть от прочностных характеристик сталей, которые будут определяться режимами термической обработки.

Список литературы

1. Максимов, Т.В. Тенденции развития и производства компрессорной техники на современном этапе / Т.В. Максимов, В.А. Максимов, А.Г. Егоров // Вестник Казанского технологического университета. 2013.Т. 16, № 5. С. 176–179.
2. Баранов, А.Н. Исследование коррозионной стойкости сталей, применяемых для изготовления дражного оборудования для добычи золота / А.Н. Баранов, Е.А. Гусева, Е.М. Комова // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 1(21). С. 102–106.
3. Никифоров, В.М. Технология металлов и конструкционные материалы: моногр. / В.М. Никифоров. Москва: Высшая школа, 1980. 360 с.
4. Галиахметов, И. Г. Конструкционные материалы центробежных и винтовых компрессоров промышленного применения / И.Г. Галиахметов. Казань: Изд-во «ФЭН», 2004. 80 с.

УДК 621.51

ПРИМЕНЕНИЕ ПОЛНОГО СПЕКТРА ВИБРАЦИИ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Р.Р. Гараев, М.А. Ишмуратов, Ю.А. Абросимов, Л.К. Ахтямов
АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия
renat.garaev@niitk.ru

В работе приведены результаты виброобследования центробежного компрессорного агрегата 4ГЦ2-75/30-83 ГТУ. Вибрационные характеристики компрессорной установки замерялись с помощью переносного виброанализатора марки «FALCON OneProd» с экспертной диагностической системой «ДИЭС».

Измерение относительной вибрации осуществляли подключением к вихретоковым датчикам штатной системы вибромониторинга, которые установлены в подшипниковые опоры. Схема расположения датчиков представлена на рис. 1.

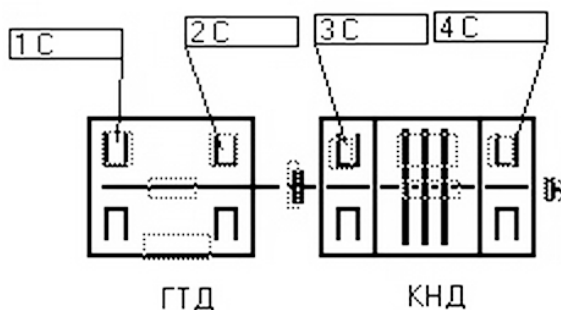


Рис.1. Схема расположения точек измерения (датчиков)

Датчики абсолютной вибрации (велосиметры) ГТД (точки 1С – 2С) установлены горизонтально и вертикально. Датчики относительной вибрации (точки 3С – 4С, направление А и В) установлены радиально и взаимно перпендикулярно (рис.2).

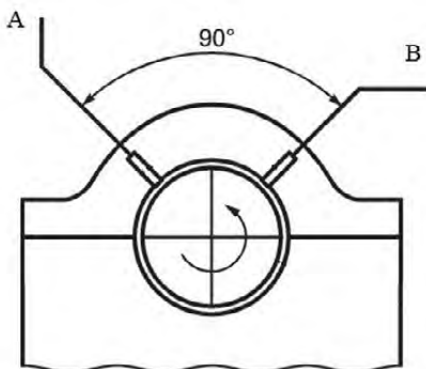


Рис. 2. Установка датчиков бесконтактного типа при измерениях относительной вибрации вала

После запуска компрессорной установки, наблюдалось повышенное значение размаха виброперемещения опор ротора компрессора выше нормативных значений и невозможность работы компрессорной установки на рабочих частотах вращения.

Произведено виброобследование данного агрегата на различных режимах работы, то есть на различных частотах вращения, а именно: на режиме «прогрев турбины» при 5700 об/мин; на режиме «холостой ход» при 7700 об/мин; на режиме работы «по кольцу», когда установка работает без подачи газа в рабочую магистраль, при 11200 об/мин.

Для вывода компрессорной установки на режим «холостой ход» произведена предварительная подбалансировка валопровода «газотурбинный двигатель – компрессор» по штатной системе вибродиагностики и получена стабильная работа агрегата на режиме «холостой ход». Максимальная вибрация составила 40 мкм.

После стабилизации вибрационных параметров проведено виброобследование компрессорной установки на частоте вращения 7700 об/мин. Основные диагностические составляющие при виброобследовании представлены на рис. 3-5: временной сигнал, спектр, орбита и полный спектр [1-5].

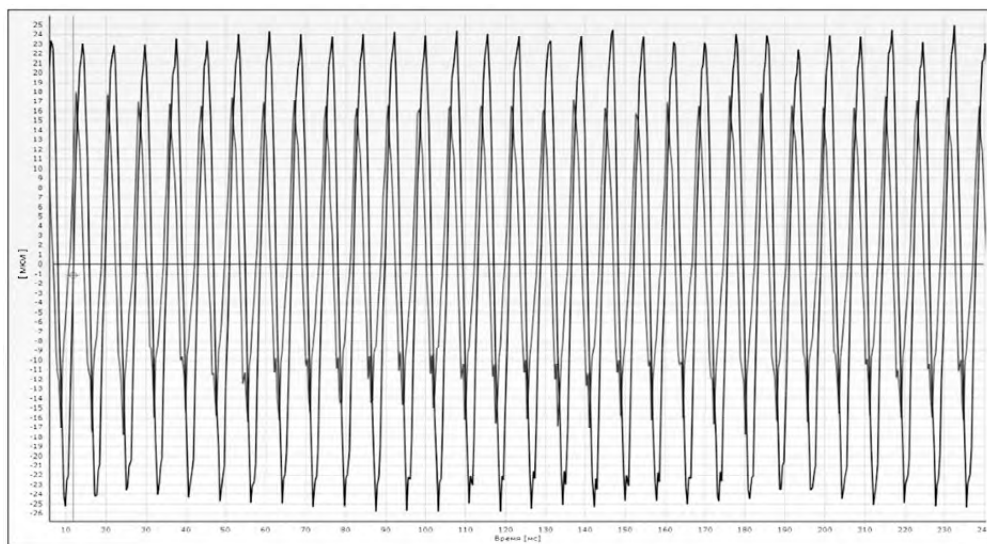


Рис. 3. Временной сигнал виброперемещения

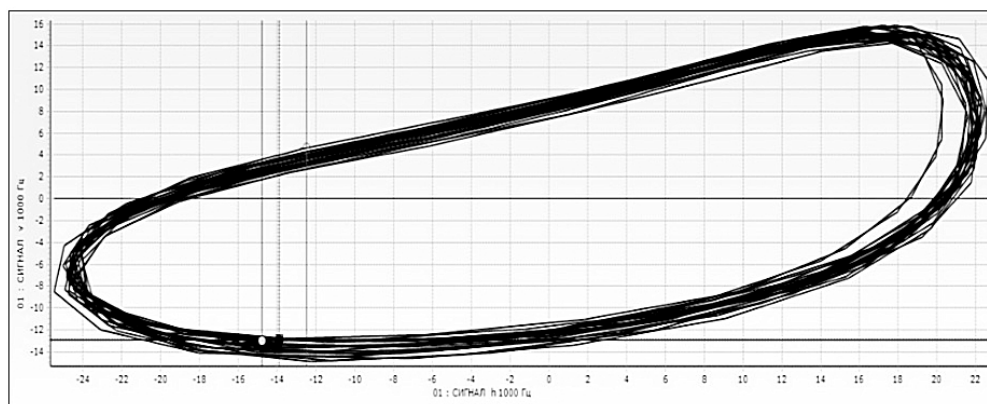


Рис. 4. Орбита шейки ротора компрессора со стороны двигателя

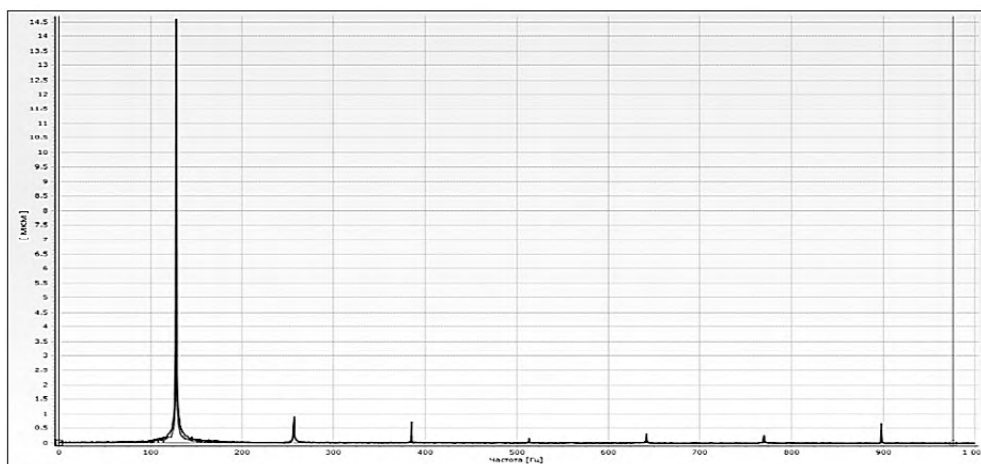


Рис. 5. Спектр вибрации (точка 3, направление А, В) опоры компрессора со стороны ГТД

Анализ временного сигнала и спектра вибрации показал наличие в компрессорной установке дисбаланса валопровода «ГТД – компрессор», а анализ орбиты шейки ротора указывает на наличие несоосности данного валопровода.

Для установления более точного диагноза дефекта компрессорной установки были проведены измерения полного спектра вибрации опоры компрессора со стороны ГТД.

Измерение полного спектра является эффективным дополнением для других методов определения дефектов и помогает разделять один вид дефекта от другого. Полный спектр представлен на рис. 6, основной доминирующий пик вибрации находится в отрицательной зоне, т. е. в обратной прецессии [3–5]. Прецессия – это перемещение, или вибрация, геометрического центра ротора в плоскости, которая перпендикулярна оси ротора. Прецессию также называют движением по орбите.

Обратная прецессия является главным признаком наличия несоосности (расцентровки) валов двигателя и компрессора [3–5].

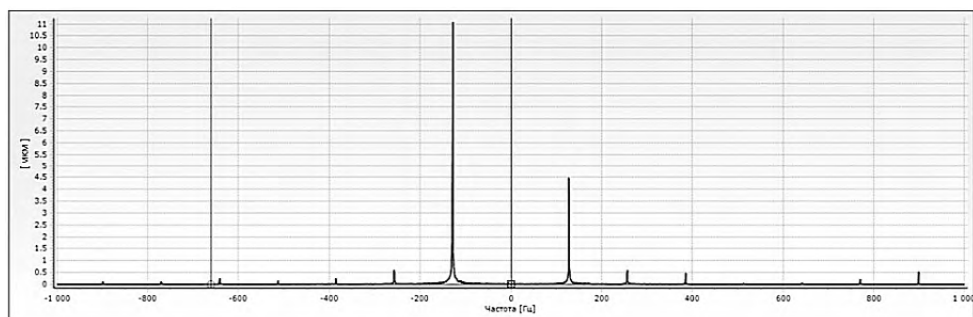


Рис. 6. Полный спектр (точка 3, направление А, В) опоры компрессора со стороны ГТД

Необходимо отметить, что преимущество анализа полного спектра заключается в том, что картина полного спектра не меняется при изменении положения ортогонально (взаимно перпендикулярно) установленных датчиков в плоскости измерения. В то же время как сами временные сигналы и их прямые спектры существенно зависят от направления расположения датчиков [5].

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что в данном случае анализ таких диагностических составляющих как: сигнал, орбита и прямой спектр, оказались недостаточными для определения наличия признаков несоосности валопровода. Только дополнительный способ диагностирования, а именно, метод определения дефектов с помощью полного спектра, уверенно показал наличие именно несоосности, как главного дефекта, который вносит основной вклад в повышенный уровень вибрации компрессорной установки.

Так же в процессе виброобследования выявили зависимость размаха амплитуды виброперемещения от температуры масла. При увеличении температуры масла происходило увеличение вибрации. Такая зависимость характерна при доминирующем влиянии несоосности. Что является еще одним признаком правильности вывода о наличии несоосности валопровода.

Под несоосностью (расцентровкой) [1, 2] понимается линейное или угловое смещение осей валов двигателя и компрессора. Характер вибрации при несоосности зависит от величины и места приложения сил, крутящего момента, свойств и качества смазки подшипников, а также состояния муфты.

На рис. 7 и в таблице 1 представлены данные со штатной системы вибромониторинга после проведения центровки валопровода «ГТД – компрессор».



Рис.7. Данные со штатной системы вибромониторинга на частоте вращения 10180 об/мин при работе в «магистраль»

**Таблица 1. Данные размаха виброперемещения
(точки ЗС – 4С) со штатной системы вибромониторинга**

Точка замера	Компрессор, мкм	
	З	4
Направление А	19,8	10,9
Направление Б	19,6	8,5
Предупреждение	50	
Авария	70	

Выводы:

1. До проведения виброобследования, подбалансировки и центровки происходил останов компрессорной установки на режиме «прогрев» по аварийным значениям размаха амплитуды виброперемещения выше 70 мкм.
2. После проведенной предварительной подбалансировки валопровода по штатной системе вибродиагностики получены стабильные данные виброперемещения 40 мкм на режиме «прогрев». Компрессорная установка смогла выйти на режим «холостой ход».
3. Вибродиагностика компрессорной установки на рабочих режимах выявила значительную несоосность валов двигателя и компрессора.
4. После проведенной центровки валопровода «двигатель – компрессор» максимальный уровень вибрации на рабочей частоте вращения 10180 об/мин (166 Гц) составил 19,8 мкм, что соответствует требованиям завода изготовителя (табл. 1, рис. 7).

Список литературы

1. Лукьянов А.В. Классификатор виброакустических признаков отказов центробежного машинного оборудования. Иркутск: ИНИКИХМ, 1999. 228 с.
2. Ширман А. Р. Соловьев А. Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М.: Машиностроение, 1996. 276 с.
3. Goldman P., Muszynska, A., "Application of Full Spectrum to Rotating Machinery Diagnostics", Orbit, Vol.20, No.1, First Quarter, 1999, pp. 17–21.
4. Donald E. Bently with Charles T. Hatch, edited by Bob Grissom. "Fundamentals of rotating Machinery Diagnostics". Bently Pressurized Bearing Press, 2002, pp.726.
5. Балицкий Ф.Я., Соколова А.Г. Диагностическая информативность полных спектров орбит при анализе сигналов относительных вибросмещений вала в опорах скольжения /Вестник научно-технического развития // Национальная Технологическая Группа, www.vntr.ru // № 2 (30), 2010. С. 30–39. www.ntgcom.com.

РАЗГОННО-ЦИКЛИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ИЗ МАТЕРИАЛА 18ХГТА

Ю.А. Абросимов, Е.Н. Поморцев, А.И. Галимзянов,
З.Р. Габдрахманова, М.А. Ишмуратов, Р.Р. Назипов
АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия
yuriy.abrosimov@niitk.ru

Центробежный компрессор является одним из основных типов установок в компрессоростроении, который обеспечивает успешное развитие и стабильную работу нефтегазовой, нефтехимической, машиностроительной и других отраслей [1]. К числу наиболее ответственных деталей компрессора относятся рабочие колёса (рис. 1), которые работают в напряженно-деформированном состоянии. Рабочее колесо подвержено действию значительных сил реакции газового потока, действию центробежных сил и действию сил в месте посадки на вал. Выбор материала колёс осуществляется, исходя из свойств материала в рабочих условиях эксплуатации. К числу требований, предъявляемых к материалам элементов рабочих колес, относятся высокие прочностные свойства при заданных надежности и ресурсе, хорошая технологичность и химическая стойкость в рабочих средах.

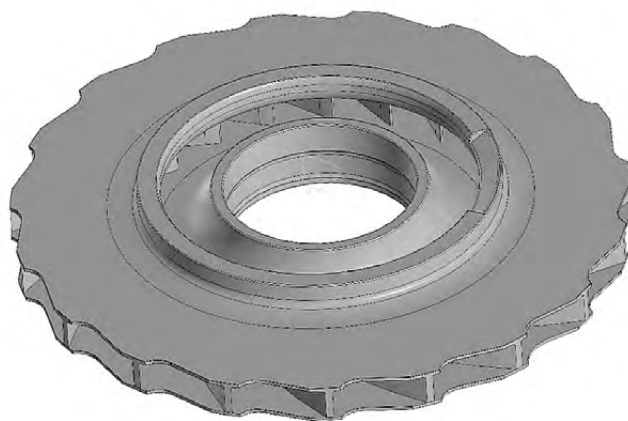


Рис. 1. 3d-модель рабочего колеса компрессора

В настоящее время одним из основных материалов, применяемых для рабочих колес центробежных компрессоров, изготавливаемых на базе АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и ОАО «Казанькомпрессормаш», является коррозионно-стойкая сталь аустенитно-мартенситного класса марки 07X16H6. Несмотря на высокие показатели механических свойств и коррозионной стойкости данной стали, производственный процесс отличается

высокой трудоемкостью, ввиду длинного технологического цикла термической обработки. Также нецелесообразно использование данной марки стали для рабочих колес центробежных компрессоров, компримирующих некоррозионные газы.

Эффективной заменой стали 07X16H6 для рабочих колес центробежных компрессоров может стать конструкционная легированная сталь 18ХГТА. Химический состав и механические свойства сталей для рабочих колёс представлены в таблицах 1, 2 [2].

Таблица 1. Химический состав марок сталей

Марка стали	Массовая доля элементов, %									
	C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	V	Ti	Nb	B
07X16H6	0,05-0,09	<0,8	<0,8	15,5-17,5	5,0-8,0	-	-	-	-	-
18ХГТА	0,17-0,23	0,8-0,1	0,17-0,37	1,0-1,3	0,1-0,3	0,05-0,15	0,02-0,05	0,03-0,09	-	0,002-0,005

Таблица 2. Механические свойства сталей после термообработки

Марка стали	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа	Относительное удлинение, %	Относительное сужение, %	Ударная вязкость КСУ, Дж/см ²	Твердость НВ
	Не менее					
07X16H6	880	1078	12	45	78	341-415
18ХГТА	800	930	9	45	78	277-331

Целью данной работы является рассмотрение с точки зрения прочности возможности замены стали 07X16H6 на конструкционную легированную сталь 18ХГТА со специальным химическим составом для изготовления рабочих колёс центробежных компрессоров.

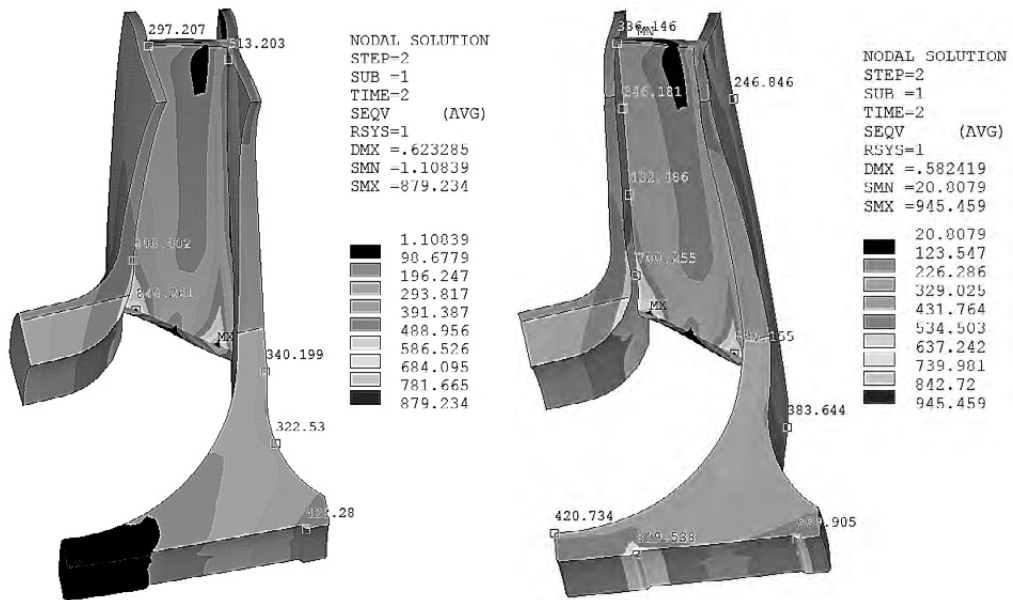
В качестве объектов исследований были выбраны экспериментальные рабочие колеса, выполненные аргоно-дуговой сваркой и пайкой.

Перед началом циклических испытаний были выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния экспериментальных рабочих колес, включающие следующие этапы [3, 4]:

1. Определение натяга из условия прочности ступичной части колеса.
2. Оценка прочности колеса по программе ANSYS при частоте разгона $n_p = 10400$ об/мин.
3. Оценка прочности колеса по программе ANSYS с натягом при частоте $n_p = 11000$ об/мин.
4. Определение частоты вращения по программе ANSYS, при которой максимальная интенсивность напряжений в лопаточной части не будет превышать $1.3\sigma_v = 1218$ МПа.

5. Определение частоты вращения по программе ANSYS, при которой происходит освобождение двух поясков.
6. Оценка прочности колеса по программе ANSYS с натягом при частоте $n_p = 16700$ об/мин.

Результаты расчета напряженного состояния колеса показали, что максимальная интенсивность напряжений, наблюдается на входе в рабочее колесо в месте стыка основного диска и лопатки. Было установлено, что предельно допустимой расчетной частотой вращения для стали 18ХГТА являются 10400 об/мин и 11000 об/мин. Изолинии интенсивности напряжений при данных частотах приведены на рис. 2.



а) при $n = 10400$ об/мин

б) при $n = 11000$ об/мин

Рис.2. Интенсивность напряжений колеса

Циклические испытания экспериментальных рабочих колес в режиме «разгон-останов» были выполнены при следующих условиях:

1. для сварного колеса при частотах вращения: 11000 об/мин; 13000 об/мин; 14000 об/мин; 14600 об/мин.
2. для паяного колеса при частотах вращения: 11000 об/мин; 13000 об/мин; 14600 об/мин; 16700 об/мин.

До начала испытаний и после каждого цикла разгона проводился неразрушающий контроль рабочих колес методом ПВК (капиллярный метод проникающими веществами), а также проводились измерения геометрических размеров.

На разгонной частоте вращения 14300 об/мин произошли изменения геометрических размеров на периферии основного и покрывного дисков сварного колеса. На частоте вращения 16700 об/мин произошло резкое увеличение

температуры масла и вибрации в подшипниках стенда разгона. После выемки колеса из стенда был проведен неразрушающий контроль колеса методом ПВК, дефектов не обнаружено, однако измерительный контроль показал значительное изменение геометрических параметров колеса, что свидетельствует о пластических деформациях колеса от центробежных сил. Поверхности покрывного и основного дисков сварного колеса приняли волнообразную форму (рис. 3). Максимальные расчетные напряжения в колесе на частоте вращения 16700 об/мин достигают значения 2321 МПа, что в 2,5 раза превышает предел прочности материала 18ХГТА (рис. 4).

Для паяного рабочего колеса на максимальной разгонной частоте вращения 14600 об/мин изменений геометрических размеров не произошло.

Таким образом, проведенные циклические испытания на разгонном стенде экспериментальных рабочих колес сварной и паяной конструкции, изготовленных из стали типа 18ХГТА, подтвердили устойчивость материала к нагрузкам в режиме «разгон-останов». По результатам расчета напряженного состояния колеса, а также циклических испытаний, принимаем частоту вращения 11000 об/мин предельно допустимой частотой вращения колеса из стали 18ХГТА.



Рис. 3. Сварное рабочее колесо после проведения разгонных испытаний при частоте вращения 16700 об/мин

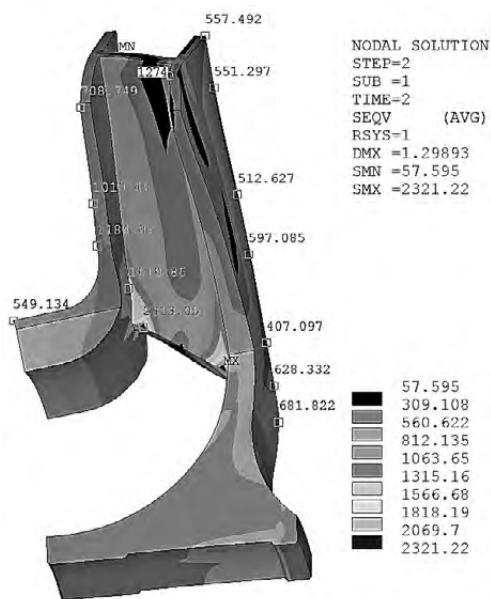


Рис. 4. Интенсивность напряжений колеса при $n=16700$ об/мин

Результатом комплекса экспериментальных работ по разработке технологии изготовления рабочих колёс центробежного компрессора из стали 18ХГТА со специальным химическим составом паяной и сварной конструкции стала технологическая инструкция «Термическая обработка и требования

к качеству материала сварных и полуоткрытых рабочих колёс центробежных компрессорных машин из стали 18ХГТА». Сталь 18ХГТА предполагается применять в компрессорах, работающих на природном газе, воздухе, азоте и других некоррозионных газах [5].

Список литературы

1. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов, Г.С. Баткис, Я.З. Гузельбаев. Казань: Изд-во «ФЭН», 2010. 671 с.
2. Марочник сталей и сплавов / А.С. Зубченко и др. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.
3. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
4. Программный комплекс ANSYS 2022 R1.
5. Технология изготовления рабочего колеса центробежного компрессора из стали 18ХГТА / Е.Н. Поморцев, В.И. Чигарин, З.Р. Габдрахманова // Труды XVIII Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. Казань: Изд-во «Слово», 2019. С. 314–320.

УДК 681.518.5:621.51

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ ШТАТНОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА АО «НИИТУРБОКОМПРЕССОР ИМ. В.Б. ШНЕППА»

А.Л. Назолин^{1,2}, А.И. Куменко³

¹НТЦ «Ресурс», г. Москва, Россия

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия

³Национальный исследовательский университет «МЭИ», г. Москва, Россия

nazolin72@mail.ru

Введение

Несмотря на то, что долгое время в мире активно развиваются средства и методы контроля и диагностики валов и лопаток роторных агрегатов, периодически в них возникают трещины и происходят другие аварийные события, вплоть до полного разрушения частей вала [1], в том числе из-за мощных крутильных колебаний.

В связи с этим развиваются новые методы диагностирования роторных агрегатов не только по параметрам поперечной вибрации, но и по параметрам крутильной (угловой) вибрации. У нас в стране выпущен ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009 [2], аутентичный соответствующему европейскому стандарту,

согласно которому контроль угловой вибрации входит в перечень общих методов неразрушающего контроля и диагностики машин. Например, для валопроводов мощных турбоагрегатов востребованность измерений КК обусловлена в том числе действием международного стандарта ISO 22266-1:2022 [3], в котором заданы требования к отстройке собственных крутильных частот от вынужденных частот КК, которые необходимо обеспечить при проектировании с обязательной экспериментальной проверкой отстройки на месте работы собранного турбоагрегата.

Сегодня в РФ ведутся активные работы по созданию систем измерительно-го контроля и мониторинга КК роторных агрегатов. В последнее время говорят о диагностическом мониторинге КК, подразумевая, что мониторинг включает в себя диагностику дефектов вала. Для задания технических требований к таким системам требуется выполнение специальных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, разработка соответствующего ГОСТа. Сегодня такие требования отсутствуют. Наиболее важными и актуальными являются требования по точности измерения КК по причине того, что амплитуды собственных частот КК в стационарных режимах работы роторных агрегатов, как правило малы, а амплитуды вынужденных частот КК определяются с большой погрешностью.

1. Требования к штатной системе контроля крутильных колебаний

Разработка штатной системы контроля крутильных колебаний (СКК) вала экспериментального стенда АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (далее НИИТК), кинематическая схема которого представлена на рис. 1 является актуальной научно-технической проблемой. Ее решение позволит контролировать отстройку собственных крутильных частот вала и изгибных колебаний лопаток компрессорных установок (КУ) производства НИИТК от вынужденных частот КК при заводских испытаниях на стенде НИИТК, обеспечит повышение эксплуатационной надежности, качества изготовления и сборки КУ.

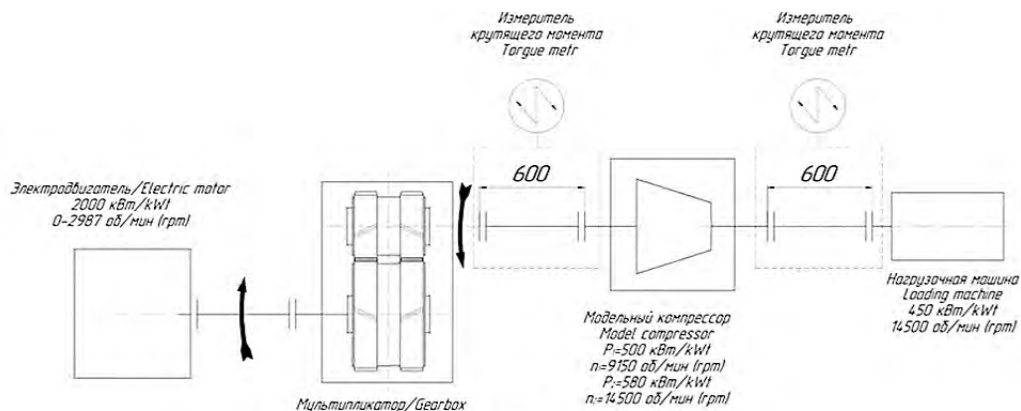


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда НИИТК

Основными задачами разработки СКК являются:

1. Определение схемы измерений КК, состава оборудования и мест установки датчиков СКК на вал станда НИИТК для надежной регистрации параметров КК в различных режимах вращения и нагрузки.
2. Разработка конечно-элементной динамической модели КК вала станда НИИТК и ее верификация по результатам измерений собственных частот КК вала.
3. Проведение испытаний на крутильные колебания вала станда НИИТК в различных режимах вращения и нагрузки с использованием СКК. Экспериментальная оценка влияния различных факторов на результаты измерений КК, оценка вариаций угла поворота вала (КК в сечении вала) от времени и угла закрутки между сечениями вала от времени, оценка спектральных параметров КК в различных режимах вращения и нагрузки, идентификация частот КК, сравнительная оценка точности измерений КК с использованием энкодеров и датчиков частоты вращения вала (ДЧВВ) различного типа.
4. Выдача рекомендаций по созданию штатной СКК вала станда НИИТК с возможностью ее использования на компрессорной установке (КУ) мощностью более 80 МВт.

Штатная СКК должна обеспечить оперативный контроль отстройки собственных крутильных частот вала станда НИИТК от вынужденных частот КК и оценку максимальных углов закрутки вала в динамике с выдачей сигнала на останов экспериментального станда при достижении предельных уставок. При этом возникает задача определения таких уставок для каждой КУ экспериментального станда.

В перспективе совместный мониторинг крутильных и изгибных колебаний должен обеспечить оценку напряженно-деформированного состояния вала станда в динамике с расчетом остаточного ресурса по критериям малоцикловой и многоцикловой усталости роторной стали. Мониторинг изменения спектральных параметров КК в различных режимах работы КУ должен обеспечить решение задач раннего обнаружения и локализации ряда наиболее опасных дефектов целостности вала типа усталостных трещин, в том числе кольцевых, разрушения болтов и ослабления жесткости муфтовых соединений.

Перспективным направлением развития методов контроля и диагностирования по КК является решение задач раннего обнаружения дефекта трещины лопатки КУ, оценка технического состояния зубчатой передачи мультипликатора по сигналу динамико-кинематической погрешности.

Для задания технических требований к штатной СКК целесообразно сначала создать прототип СКК на базе имеющегося научно-технического задела ООО НТЦ «Ресурс» (см. п. 5) с целью проверки работоспособности энкодеров и датчиков угловых маркеров различного типа, измерительной аппаратуры, верификации методики измерений КК.

2. Методика измерений динамико-кинематической погрешности мультипликатора

Мультипликатор экспериментального стенда НИИТК представляет собой передаточный механизм, повышающий частоту вращения вала КУ относительно вала электродвигателя в несколько раз (см. рис. 1).

Согласно ГОСТ 1643-81 [4] кинематическая погрешность (КП) передачи определяется в квазистатических (измерительных) условиях работы по формуле:

$$F = \varphi_2 - \varphi_1/U \quad (1)$$

где φ_2 – действительный угол поворота ведомого (тихоходного) звена,
 φ_1 – действительный угол поворота ведущего (быстроходного) звена механизма,
 U – идеальное передаточное отношение. В данной постановке КП является аттестационной величиной качества изготовления и сборки.

Экспериментальная оценка КП по формуле (1) предполагает одновременное измерение углов поворота ведущего и ведомого вала передачи. Для этого обычно используют датчики угла поворота – энкодеры, формирующие аналоговый и/или импульсный сигналы с частотой прохождения входным и выходным валом механизма фиксированных угловых положений.

Практическая трудность измерений КП заключается в том, что в момент прохождения одним валом очередного фиксированного углового положения положение другого вала точно неизвестно. С развитием цифровой техники и повышением разрешающей способности энкодеров наибольшее распространение получил счетно-импульсный метод измерения КП, заключающийся в подсчете числа импульсов n , поступивших с датчика углового положения ведущего вала, в моменты прихода очередного импульса k , поступившего с датчика ведомого вала, по формуле [5]

$$F_k = \varphi_{2k} - \frac{1}{U} \varphi_{1n} \cong \frac{2\pi}{N_2} k - \frac{1}{U} \frac{2\pi}{N_1} n \quad (2)$$

где N_1, N_2 – число фиксированных угловых положений энкодеров.

Точность измерений КП по формуле (2) может быть на порядок и более улучшена путем измерения временной задержки между импульсными сигналами, поступающими с ведущего и ведомого вала передачи с последующей экстраполяции угла поворота ведущего вала в момент прихода импульса с ведомого вала, по формуле [6]:

$$F_k = \frac{2\pi}{N_2} k - \frac{2\pi}{UN_1} \left(n + \frac{t_k - t_0}{t_n - t_{n-1}} + n_0 \right), \quad t_{n-1} < t_n \leq t_k \quad (3)$$

где t_n и t_k – текущее время прохождения валом n -го и k -го фиксированного углового положения энкодеров, n_0 – число импульсов, поступивших с энкодера ведущего вала до первого импульса энкодера ведомого вала. Оценка (3) максимально эффективна в стационарных режимах вращения.

В квазистатических и рабочих условиях сигналы КП отличаются, рис. 2. Объясняется это тем, что в квазистатических условиях тормозной момент не превышает 10% номинального момента, а частота вращения тихоходного вала – 1 об/мин. Рабочим условиям отвечают измерения КП в диапазоне реальных скоростей вращения звеньев передачи и действия нагрузок. В этих условиях следует применять более широкое понятие динамико-кинематической погрешности (ДКП) передачи, которое, из-за влияния динамических процессов включает в себя кинематическую погрешность (1) как частный случай, и в общем случае определяется как сигнал, зависящий от времени [7]:

$$F(t) = \varphi_2(t) - \varphi_1(t)/U, \quad (4)$$

$$\varphi_1(t) = \omega_1 t + \delta\varphi_1(t), \quad (5)$$

$$\varphi_2(t) = \omega_2 t + \delta\varphi_2(t), \quad (6)$$

где $\omega_1, \delta\varphi_1(t)$ и $\omega_2, \delta\varphi_2(t)$ – средняя угловая частота вращения и вариации угла ведущего и ведомого вала передачи соответственно.

Измерение ДКП в рабочих условиях позволяет определять дефекты передач на ранней стадии развития с глубиной до отдельного кинематического звена, величину и степень развития дефекта, оценивать класс точности механических передач. Метод обладает повышенной чувствительностью, позволяющей измерять геометрические погрешности кинематических звеньев с разрешающей способностью для угловых перемещений до 0,3 угловых секунд и менее. Результаты измерений ДКП могут быть использованы для расчета динамических нагрузок зацеплений в процессе работы, что повышает достоверность прогнозирования эксплуатационного ресурса.

На рис. 2 представлены экспериментальные графики ДКП червячного редуктора RMI-150, рассчитанные по формуле (3), а на рис. 3 соответствующие им спектры. Видно, что в зависимости от частоты вращения и тормозного момента возникают резонансные колебания, в том числе на зубцовых частотах передачи.

Оценкам ДКП по формуле (3) присущи ошибки из-за погрешностей углового положения меток энкодеров и неравномерного шага по времени взятия дискретных отсчетов, что приводит к ошибкам в расчете спектров ДКП. Эти ошибки могут быть устранены путем учета погрешностей шага меток энкодеров и применения алгоритма передискретизации сигнала ДКП.

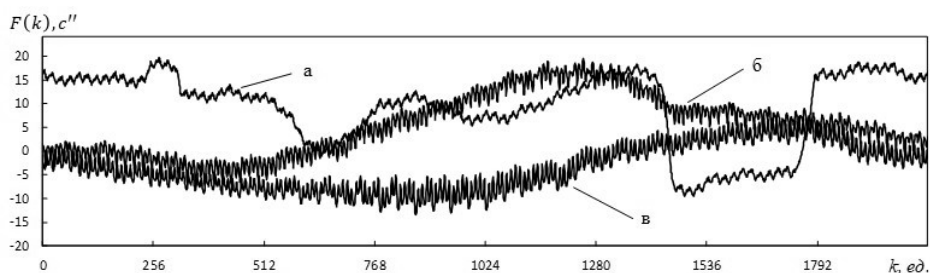


Рис. 2. График стационарной ДКП червячного редуктора RMI-150, $U = 100$, $N_1 = 1024$, $N_2 = 2048$ в трех режимах:
 (а) - $f_1 = 12,5$ Гц, $M_m = 5$ Н.м; (б) - $f_1 = 50$ Гц, $M_m = 5$ Н.м, (в) - $f_1 = 50$ Гц, $M_m = 150$ Н.м

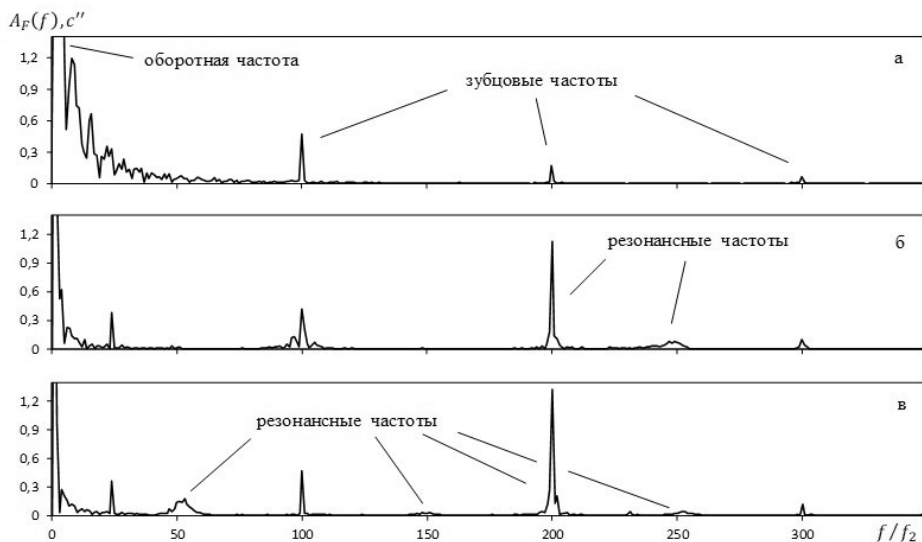


Рис. 3. Фрагменты амплитудного спектра стационарной ДКП червячного редуктора RMI-150 в различных режимах работы (см. рис. 2)

3. Система контроля крутильных колебаний станда НИИТК

Отечественные и зарубежные системы контроля КК роторных агрегатов используют бесконтактные энкодеры угловых положений вала различного типа [8]. Типичная схема измерения включает в себя установленные на вал кодеры – информационные и опорные маркеры угловых положений вала, а также датчики угловых маркеров вала, установленные вне вала и регистрирующие прохождение маркеров угловых положений вала. Информационными и опорными маркерами кодера служат установленные на вал зубцы зубчатого колеса, специально изготовленные измерительные диски с прорезами или кольцевые кодеры, светоотражательные метки и прорезы на валу, другие элементы конструкции вала. В качестве измерительных датчиков используют магнитные, вихретоковые, оптические и другие типы бесконтактных датчиков, чувствительные к прохождению маркеров угловых положений вала.

Сигнал КК получают путем математической обработки оцифрованных значений сигналов датчиков угловых маркеров вала. Для оцифровки сигналов используют либо высокоскоростные аналогово-цифровые преобразователи с частотой дискретизации порядка сотни МГц, либо цифровые схемы измерения временных интервалов на основе, например, программируемых логических интегральных схем с той же опорной тактовой частотой. В любом случае определению подлежат интервалы времени между импульсами, поступающими с датчиков угловых маркеров вала, которые после математической обработки участвуют в расчете КК. Измерения КК методом временных интервалов обладают наибольшей точностью по сравнению с другими методами, так как интервалы времени могут измеряться с наивысшей точностью, благодаря высокочастотным источникам эталонного времени.

Для измерений КК вала экспериментального стенда НИИТК (рис. 1) необходима и достаточна установка энкодеров на входном и выходном вале мультипликатора, двух краях соединительных муфт вала КУ. Такая схема установки энкодеров позволит измерить КК каждого элемента стенда, облегчит идентификацию гармоник КК.

4. Методика измерений крутильных колебаний

При измерениях КК не на концах вала, а в его промежуточных сечениях кодер и датчик энкодера находятся в разных системах отсчета. Кодер во вращающейся подвижной системе координат, связанной с осью вращения вала. Датчик – в подвижной системе координат, связанной с корпусом или фундаментом. Поэтому в измерениях временных интервалов кроме информации о КК вала содержится информация о других влияющих факторах, а именно: погрешности расположения маркеров углового положения вала, поперечных колебаниях вала относительно мест установки датчиков угловых маркеров вала, поперечной вибрации корпуса в месте установки датчика, изменения частоты вращения вала. Все эти факторы должны учитываться при измерениях КК. Известные СКК мощных роторных агрегатов [8, 9] учитывают вклад только некоторых из них, что не всегда позволяет с требуемой точностью измерять параметры КК особенно на вынужденных частотах, кратных частоте вращения вала.

На рис. 4 представлены результаты измерений КК валопровода мощного турбоагрегата. Систематические ошибки углового положения меток энкодера формируют в спектре КК фиктивные, целочисленно кратные средней частоте вращения вала гармоники, совпадающие с гармониками вынужденных КК и маскирующие близко к ним расположенные собственные частоты КК, рис. 4 (1). Устранение ошибок энкодера, позволяет более точно оценить параметры КК на вынужденных частотах и регистрировать существенно большее количество собственных частот КК в широком диапазоне спектра, рис. 4 (2).

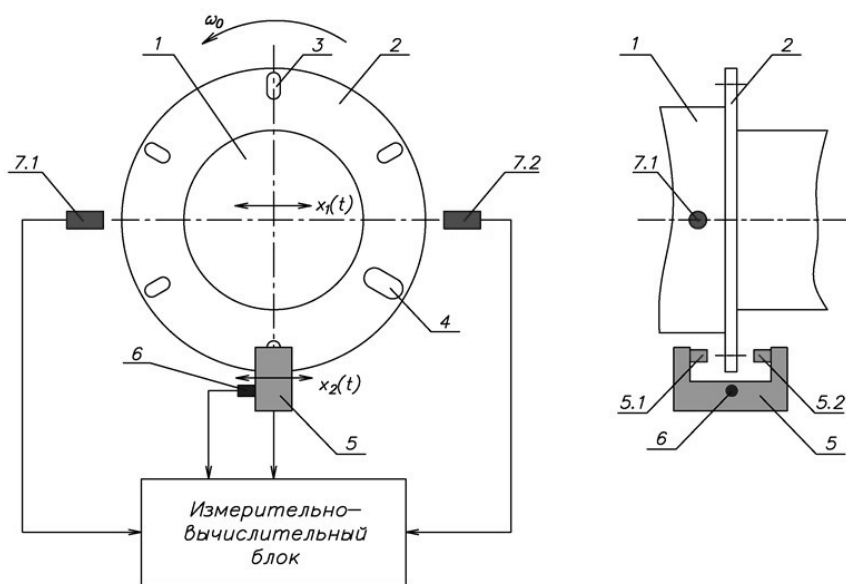


Рис.5. Схема измерений КК патента [10]:

1 – вал, 2 – измерительный диск, 3 – паз диска, 4 – опорный паз диска, 5 – оптический датчик прохождения пазов диска, 5.1 и 5.2 – источник и приемник оптического излучения, 6 – датчик вибрации оптического датчика, 7.1 и 7.2 – датчики поперечного перемещения вала

5. Научно-технический задел

В ООО НТЦ «Ресурс» разработан программно-технический комплекс мониторинга КК валопроводов мощных турбоагрегатов электростанций – ПТК «МоДеРо». Экспериментально на турбоагрегате 350 МВт подтверждена возможность регистрации собственных частот КК от 0 до 450 Гц во всех режимах работы турбоагрегата, в том числе наиболее трудном (малая интенсивность КК) стационарном [8, 11]. Определены способы идентификации гармоник собственных частот КК по экспериментальным данным.

В работе [8] по результатам мониторинга КК и моделирования динамики валопровода турбоагрегата 350 МВт с трещиной усталости вала показано, что мониторинг изменения значений собственных частот КК позволяют обнаруживать трещину вала, начиная с 35% площади сечения валопровода. Учет влияния режимных параметров на изменение значений собственных частот КК методом множественной регрессии по патенту РФ 2579639 [12] показал возможность более раннего обнаружения трещин усталости в том числе наиболее трудно обнаруживаемых кольцевых, начиная с 2...5% площади сечения вала, что является лучшим результатом среди известных методов вибродиагностики. В патенте РФ 2702923 [13] предложен способ обнаружения дефектов целостности вала роторного агрегата по параметрам собственных частот КК вала и углу закрутки вала в динамике.

6. Заключение

Рассмотрены вопросы создания штатной системы контроля крутильных колебаний вала КУ на экспериментальном стенда НИИТК с использованием бесконтактных энкодеров. Определены цели и задачи исследований, перспективные направления развития системы контроля и диагностирования по крутильным колебаниям. Описана методика измерений динамико-кинематической погрешности механических передач, которая может быть использована для контроля и диагностирования мультипликатора экспериментального стенда НИИТК. Предложены места установки энкодеров на вал экспериментального стенда НИИТК. Дан анализ проблем измерения крутильных колебаний роторных агрегатов с использованием бесконтактных энкодеров. Предложены оригинальная схема и способ измерения КК методом временных интервалов, обеспечивающие наилучшую точность измерений КК. Представлен научно-технический задел в области измерительного контроля и диагностирования роторных агрегатов по крутильным колебаниям.

Список литературы

1. Куменко А.И. // Сб. материалов VI школы-семинара. Оценка и управление индустриальными рисками в промышленной безопасности. Мониторинг рисков сложных и уникальных объектов. 24 августа 2016 г., Омск, Россия. НПС «Риском». С. 107–117.
2. ГОСТ Р ИСО 13373-1-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Общие методы. М.: Стандартинформ, 2010. 43 с.
3. ISO 22266-1:2022. Mechanical vibration - Torsional vibration of rotating machinery - Part 1: Evaluation of steam and gas turbine generator sets due to electrical excitation. Switzerland: ISO, 2022. 46 p.
4. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: Издательство стандартов, 2003. 45 с.
5. Фельдман В.Д. Кинематометрия – история и современность. Известные и малоизвестные подробности о возможностях метода углубленного диагностирования технического состояния механических передач [Электронный ресурс] // режим доступа <http://oookin.ru/feldman2011.pdf>
6. Морозов А.Н., Назолин А.Л., Павлов Д.А. Временные измерения кинематических и динамических параметров редукторов // Измерительная техника. 1999. № 4. С. 58–60.
7. Морозов А.Н., Назолин А.Л. Динамические системы с флуктуирующим временем. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 200 с.
8. Назолин А.Л. Поляков В.И., Гнездилов С.Г. Диагностика целостности валопроводов по крутильным колебаниям // Теплоэнергетика, № 1, 2020. С.32-43.

9. Назолин А.Л., Куменко А.И., Поляков В.И. Измерительный контроль и диагностика валопроводов турбоагрегатов по крутильным колебаниям/ Известия вузов. Радиофизика. – Т. 66. №10. 2023. – С. 882-902.
10. Патент РФ 2782741. Устройство и способ мониторинга крутильных колебаний вращающегося вала (варианты) / А.И. Куменко, А.Л. Назолин, В.И. Поляков. Заявл. 07.09.2021 // 2022. Бюл. № 31.
11. Морозов А.Н., Назолин А.Л., Поляков В.И. Прецизионная оптико-электронная система мониторинга крутильных колебаний валопровода турбоагрегата // ДАН. 2017. Т. 472. № 2. С.145–149.
12. Патент РФ 2579639. Способ обнаружения усталостного повреждения вала турбоагрегата / А.Н. Морозов, А.Л. Назолин, В.И. Поляков // Заявл. 06.05.2013// 2016. Бюл. № 10.
13. Патент РФ 2702923. Способ обнаружения повреждения вала роторного агрегата (варианты) / А.Л. Назолин, В.И. Поляков // Заявл. 21.05.2018 / /2019. Бюл. № 29.

УДК 621.01:621.512: 621.824.32

РАСЧЁТ ВЫНУЖДЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ РЕЗОНАНСЕ

П.Н. Капустин

Московский государственный технологический университет
им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

pavel.kapustin.1991@gmail.com

Во время эксплуатации поршневого компрессора на шатунную шейку коленчатого вала действуют тангенциальная (Т) и нормальная (Z) силы (рис. 1а).

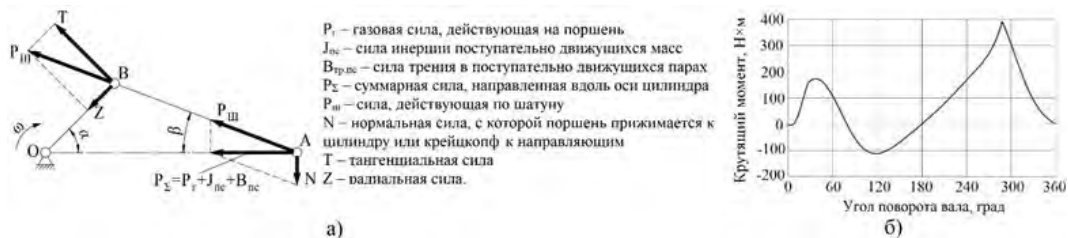


Рис. 1. Динамика кривошипно-шатунного механизма:

- а – силы, действующие в механизме движения поршневого компрессора;
- б – пример диаграммы крутящего момента, действующего на шатунную шейку

Тангенциальная сила вызывает непрерывно меняющийся по углу поворота периодический крутящий момент. На рисунке 1 б приведён пример диаграммы крутящего момента, создаваемого отдельным рядом. Под действи-

ем непрерывно изменяющегося крутящего момента возникают переменные деформации кручения, вследствие чего возбуждаются механические колебания. Данное явление называется крутильные колебания.

Крутильными колебаниями называются периодические угловые колебания сосредоточенных на валу масс, вызывающих закручивание отдельных участков вала. При этом все точки крутильной системы совершают движения переменного направления по дугам окружностей вокруг оси коленчатого вала. Крутильные колебания бывают двух видов: собственные и вынужденные.

Собственные колебания крутильной системы происходят тогда, когда система, выведенная из состояния покоя, совершает движение под действием только моментов сил упругости вала и моментов сил инерции, связанных с ним масс, т. е. без воздействия на систему внешних сил и моментов.

Вынужденные крутильные колебания возникают вследствие действия на коленчатый вал периодически изменяющихся крутящих моментов, вызывающих переменные упругие деформации скручивания отдельных участков вала.

При совпадении частот собственных колебаний и частот возмущающих моментов, т.е. при резонансе, амплитуды колебаний могут достигнуть критических значений, в результате динамическое увеличение напряжений может привести к поломке коленчатого вала.

Тенденции в развитии компрессорной техники таковы, что производители стремятся к повышению ее производительности с одновременным уменьшением массогабаритных характеристик конструкции при сохранении ее надежности. Основным путем повышения производительности поршневых компрессорных установок является повышение частоты вращения коленчатого вала. Однако с увеличением скорости вращения вала возрастает риск возникновения резонанса крутильных колебаний. Поэтому на этапе проектирования поршневого компрессора необходимо корректно определить резонирующие частоты крутильных колебаний и действительные амплитуды. Согласно рекомендациям [1] при расчёте на ЭВМ по уточнённой методике коленчатых валов компрессоров с консольными электродвигателями с учётом экспериментальных данных по значениям от крутильных колебаний, а также для статически определимых коленчатых валов значение $[n]$ можно принять равным 1.5 для сечений по галтелям и щёк и 2.0 – для сечений, ослабленных смазочными отверстиями. При расчёте по неразрезной схеме величина $[n]$ должна быть не менее 2.5 для галтелей и щёк, причём для 6-рядных компрессоров обязателен учёт в расчёте действительных напряжений от крутильных колебаний.

Расчёт крутильных колебаний проводится в два этапа. Вначале проводят анализ собственных крутильных колебаний, из которого определяют относительные амплитуды каждой колеблющейся массы (a_i), формы колебаний и узловые точки (места, где максимальное дополнительное напряжение от действия крутильных колебаний), а также порядок резонирующих гармоник (k).

Подробный алгоритм расчёта собственных крутильных колебаний коленчатого вала поршневого компрессора приведен в работе [2].

Расчёт вынужденных крутильных колебаний начинается с гармонического анализа крутящего момента, действующего на шатунную шейку. Как видно из рис. 1 б диаграмма крутящего момента является периодической, но не гармонической функцией, т.е. нельзя определить период гармонического колебания. Однако данная диаграмма удовлетворяет условию Дирихле: «Если в рассматриваемом промежутке функция ограничена, причем этот промежуток может быть разбит на конечное число частей, в каждой из которых данная функция непрерывна и монотонна, то эта функция может быть разложена в ряд Фурье.» [3-5]:

$$M(t) = \frac{M_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (M_{Ak} \sin(k \cdot \omega \cdot t + \varepsilon_k)) \quad (1)$$

$$M_0 = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} M(t) dt \quad (2)$$

$$M_{ak} = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} M(t) \cos(k\omega t) dt \quad (3)$$

$$M_{bk} = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} M(t) \sin(k\omega t) dt \quad (4)$$

$$M_{Ak} = \sqrt{M_{ak}^2 + M_{bk}^2} \quad (5)$$

$$\varepsilon_k = \arctan\left(\frac{M_{bk}}{M_{ak}}\right) \quad (6)$$

Необходимо отметить, что в ряд Фурье раскладывается не общий суммарный момент, на валу компрессора, а каждый возбуждающий момент отдельно. Порядок k до которого происходит разложение в ряд Фурье определяется с помощью диаграммы Кэмпбелла по время анализа собственных крутильных колебаний.

На рис. 2 представлена эквивалентная схема n-массовой крутильной системы. Система дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные крутильные колебания имеет вид [3-7]:

$$\left\{ \begin{aligned} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + c_{1,2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{к1} \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{к1}) \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - c_{1,2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{2,3} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) &= M_{к2} \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{к2}) \\ \dots &\dots \\ J_i \cdot \ddot{\varphi}_i - c_{i-1,i} \cdot (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_{i,i+1} \cdot (\varphi_i - \varphi_{i+1}) &= M_{ки} \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{ки}) \\ \dots &\dots \\ J_n \cdot \ddot{\varphi}_n - c_{n-1,n} \cdot (\varphi_{n-1} - \varphi_n) &= M_{кn} \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{кn}) \end{aligned} \right. \quad (7)$$

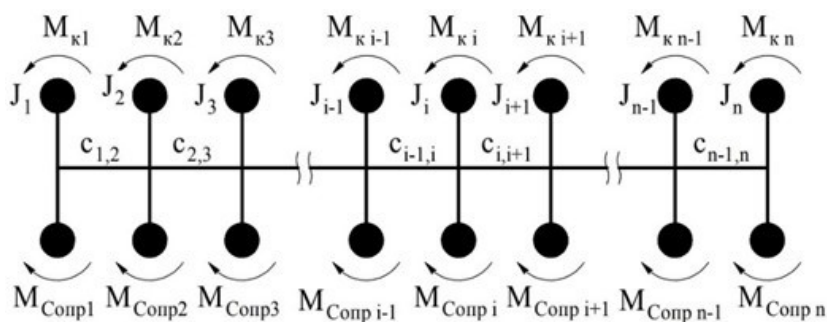


Рис. 2. Расчетная схема многомассовой крутильной системы для расчета вынужденных колебаний

В правой части системы уравнений (7) гармоническое получено в результате разложения в ряд Фурье каждого возбуждающего момента. Вследствие наличия внешнего и внутреннего сопротивлений резонансные амплитуды будут возрастать до тех пор, пока не установится равновесие между энергией сообщаемой системе возбуждающей гармоникой $M_{ки}$ (работа внешних сил) и энергией, расходуемой на рассеивание полученной энергии (работа демпфирующих сил). Демпфирующие силы и моменты частично поглощают энергию колебаний, которая преобразуется в тепловую и отводится в окружающую среду. При расчете действительных амплитуд принимается, что при резонансе формы собственных и вынужденных колебаний совпадают.

Рассмотрим резонансные крутильные колебания системы при действии на неё возбуждающей гармоники k-ого порядка:

$$M_i = M_{ки} \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{ки}) \quad (8)$$

Закон изменения колебания угловой массы, решение системы уравнения (7), имеет вид [3-7]:

$$\varphi_i = A_i \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k) \quad (9)$$

Элементарная работа возмущающей гармоники, действующего на i -ую массу равна:

$$dW_i = M_i \cdot d\varphi_i = A_i \cdot M_{ki} \cdot k \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{ki}) \cdot \cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k) \cdot d\varphi \quad (10)$$

Тогда работа возбуждающего момента за один оборот равняется:

$$W_i = \int_0^{\frac{2\cdot\pi}{k}} A_i \cdot M_{ki} \cdot k \cdot \sin(k \cdot \omega_c \cdot t + \varepsilon_{ki}) \cdot \cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k) \cdot d\varphi \quad (11)$$

$$W_i = \pi \cdot A_i \cdot M_{ki} \cdot \sin(\varepsilon_{ki} + \gamma_k) \quad (12)$$

Тогда полная работа всех возмущающих моментов равна:

$$W = \sum_{i=1}^n W_i = \pi \cdot \sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{ki} \cdot \sin(\varepsilon_{ki} + \gamma_k)) \quad (13)$$

Поскольку вал жёсткий и колебания крутильных масс происходит синхронно, угол запаздывания γ_k для всех масс одинаков [3]. Определяется этот угол исходя из условия максимума работы возмущающих гармоник.

$$\frac{dW_k}{d\gamma_k} = \frac{d}{d\gamma_k} \left(\pi \cdot \sum_{i=1}^n M_{Aki} \cdot A_i \cdot \sin(\varepsilon_{ki} + \gamma_{ki}) \right) = 0 \quad (14)$$

$$\frac{dW_k}{d\gamma_k} = \pi \cdot \sum_{i=1}^n M_{Aki} \cdot A_i \cdot (-\sin \varepsilon_{ki} \cdot \sin \gamma_k + \cos \varepsilon_{ki} \cdot \cos \gamma_k) = 0 \quad (15)$$

Из уравнения (15) получаем выражение для тангенса угла запаздывания:

$$\tan \gamma_k = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \cdot M_i \cdot \cos \varepsilon_{ki}}{A_i \cdot M_i \cdot \sin \varepsilon_{ki}} \quad (16)$$

Подставив значение тангенса угла запаздывания (16) в выражение (13) получим итоговую формулу для полной работы возмущающих гармоник:

$$W = \pi \cdot \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{ki} \cdot \sin \varepsilon_{ki})\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n (A_i \cdot M_{ki} \cdot \cos \varepsilon_{ki})\right)^2} \quad (17)$$

В выражении (17) число неизвестных членов (A_i) равно n . На этапе расчёта собственных крутильных колебаний были определены относительные амплитуды [2]:

$$a_1 = \frac{A_1}{A_1} = 1, a_2 = \frac{A_2}{A_1}, \dots, a_i = \frac{A_i}{A_1}, \dots, a_n = \frac{A_n}{A_1} \quad (18)$$

С учётом выражения для относительных амплитуд (18) уравнения для определения полной работы возмущающих гармоник принимает вид:

$$W = \pi \cdot A_1 \cdot \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{ki} \cdot \sin \varepsilon_{ki})\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{ki} \cdot \cos \varepsilon_{ki})\right)^2} \quad (19)$$

Демпфирование колебаний главным образом определяется силами трения в цилиндропоршневой группе и подшипниках и внутренним трением в материалах деталей (гистерезис).

Момент сил трения, отнесенный к i -ой массе равен [4]:

$$M_{\xi i} = \xi \cdot \frac{d\varphi_i}{dt} \quad (20)$$

где ξ_i - коэффициент трения, учитывающий все виды трения.

Элементарная работа сил сопротивления i -ой массы равна:

$$dW_{\xi i} = M_{\xi i} d\varphi_i = \xi \cdot \frac{d\varphi_i}{dt} \cdot d\varphi_i = \xi_i \cdot A_i^2 \cdot k^2 \cdot \omega_c \cdot (\cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k))^2 d\varphi \quad (21)$$

Тогда полная работа сил трения i -ой массы за один оборот равна:

$$W_{\xi i} = \int_0^{\frac{2 \cdot \pi}{k}} dW_{\xi i} d\varphi = \int_0^{\frac{2 \cdot \pi}{k}} \xi_i \cdot A_i^2 \cdot k^2 \cdot \omega_c \cdot (\cos(k \cdot \omega_c \cdot t - \gamma_k))^2 d\varphi \quad (22)$$

$$W_{\xi i} = \pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \xi_i \cdot A_i^2 \quad (23)$$

Полная работа сил трения всех крутильных масс равна:

$$W_{\xi} = \sum_{i=1}^n W_{\xi i} = \pi \cdot k \cdot \omega_c \cdot A_1^2 \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot a_i^2 \quad (24)$$

По Хольцеру коэффициент трения, учитывающий все виды трения ξ может быть определён исходя из следующей эмпирической зависимости [2]:

$$\xi = 0.41 \cdot J_0 \cdot \omega \quad (25)$$

где J_0 – эквивалентный момент инерции кривошипно-шатунной массы;
 ω – угловая скорость колебания массы.

Работа сил внутреннего сопротивления (гистерезис) при кручении участка $[i, i+1]$ равна [4]:

$$W_{\psi i} = \Delta U_i = \psi \cdot U_i = \frac{\psi}{2} \cdot c_{i,i+1} \cdot (A_i - A_{i+1})^2 \quad (26)$$

где ψ – коэффициента поглощения материала при одноосном напряжённом состоянии. Для стали ψ можно принять 0,01...0,02, для чугуна – 0,2...0,3 [4].

Подставим выражение для относительных амплитуд (18) в выражение (27) получим:

$$W_{\psi i} = \frac{\psi}{2} \cdot c_{i,i+1} \cdot (A_1 \cdot a_i - A_1 \cdot a_{i+1})^2 = \frac{\psi}{2} \cdot c_{i,i+1} \cdot A_1^2 \cdot (a_i - a_{i+1})^2 \quad (27)$$

Полная работа сил внутреннего трения между всеми крутильными массами равна:

$$W_{\psi} = \sum_{i=1}^{n-1} W_{\psi i} = \frac{\psi}{2} \cdot A_1^2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (a_i - a_{i+1})^2 \quad (28)$$

Полная работа демпфирующих сил крутильной системы равняется:

$$W_{\text{демп}} = W_{\xi} + W_{\psi} \quad (29)$$

$$W_{\text{демп}} = \left(\pi \cdot \xi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n a_i^2 + \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (a_i - a_{i+1})^2 \right) \cdot A_1^2 \quad (30)$$

Демпфирующие силы препятствуют увеличению амплитуд крутильных колебаний при резонансе до бесконечности. Амплитуды возрастают до тех пор, пока не установится равновесие между работами возмущающих сил W и сил сопротивления $W_{\text{демп}}$.

$$W = W_{\text{демп}} \quad (31)$$

С учётом полученных зависимостей (19) и (30) выражение для поиска действительной амплитуды каждой крутильной массы принимает вид:

$$A_i = a_i \cdot \frac{\pi \cdot \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{ki} \cdot \sin \varepsilon_{ki})\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n (a_i \cdot M_{ki} \cdot \cos \varepsilon_{ki})\right)^2}}{\pi \cdot \xi \cdot k \cdot \omega_c \cdot \sum_{i=1}^n a_i^2 + \frac{\psi}{2} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} c_{i,i+1} \cdot (a_i - a_{i+1})^2} \quad (32)$$

Конечная цель расчёта крутильных колебаний – определение дополнительных напряжений от действий вынужденных крутильных колебаний. Вначале определяют моменты силы упругости для каждого участка вала [3-5, 7]:

$$M_y = c_{i,i+1} \cdot (A_{i+1} - A_i) \quad (33)$$

А затем дополнительные касательные напряжения от действий крутильных колебаний [3-5, 7]:

$$\tau_a = \pm \frac{M_y}{W_{кр}} \quad (34)$$

Список литературы

1. Видякин Ю.А. Опозитные компрессоры / Ю.А. Видякин, Е.Б. Доброклонский, Т.Ф. Кондатьяева. Л.: Машиностроение. Ленинград. отд-ние, 1979. 279 с.
2. Капустин П.Н. Определение собственных частот крутильных колебаний вала многорядного поршневого компрессора / П.Н. Капустин, Т.С. Дегтярева // Компрессорная техника и пневматика. 2022. №2. С.26–30.
3. Гоц А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц. Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2008. 200 с.
4. Краснокутский А.Н. Расчёт коленчатого вала ДВС на крутильные колебания: учебное пособие / А.Н. Краснокутский. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 36 с.
5. Маслов Г.С. Расчёты колебаний валов. Справочное пособие / Г.С. Маслов. М.: Машиностроение, 1968. 272 с.
6. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л.В. Ефремов СПб.: Наука, 2007. 276 с.
7. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.А. Истомин. Л.: Судостроение, 1968. 303 с.

ОЦЕНКА РЕСУРСА ПО МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Н.А. Цирухин, О.В. Романова
АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург, Россия
Tsirukhin_NA@power-m.ru

Определение ресурса по многоцикловой усталости (МнЦУ) рабочих лопаток (РЛ) компрессора газовой турбины большой мощности является важной задачей, которая возникает при их проектировании. Критерий по МнЦУ может быть связан, например, с наличием переменных напряжений, вызванных вибрацией РЛ на различных режимах работы газотурбинной установки (ГТУ).

При рассмотрении критерия по МнЦУ, где в качестве переменных напряжений выступают вибрационные напряжения, возникает вопрос, связанный с реальными амплитудами колебаний РЛ от вибрации в составе ГТУ. Данный вопрос связан со спецификой модального расчёта для анализа собственных частот и форм колебаний системы диск – РЛ, так как он не даёт реальных амплитуд колебаний РЛ на установившемся режиме работы ГТУ. В связи с чем есть разные пути нормировки амплитуд колебаний и соответственно вибрационных напряжений, которые могут быть использованы для оценки МнЦУ РЛ компрессора.

В данной работе рассмотрено влияние нормировки вибрационных напряжений, действующих на номинальном режиме нагружения турбины, на ресурс по МнЦУ.

В соответствии с РТМ [1], условие динамической прочности РЛ осевых компрессоров для рабочего диапазона частот вращения ротора принимается в виде:

$$K_v = \frac{\sigma_{-1} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)}{\sigma_{vmax}} \geq 4, \quad (1)$$

где, K_v – коэффициент запаса по вибрационным напряжениям; σ_{-1} – конструктивный предел выносливости лопаток при симметричном цикле нагружения, МПа; σ_m – средние напряжения цикла (суммарные статические напряжения в лопатках), МПа; σ_B – предел прочности материала лопаток МПа; σ_{vmax} – максимально измеренное значение вибрационных напряжений в лопатках ступени, МПа.

На рис.1 представлена графическая интерпретация коэффициента запаса по вибрационным напряжениям K_v , для оценки коэффициента запаса используется диаграмма Гудмана [2]. В рамках данной работы на рис. 1 значению σ_B отвечает предел прочности материала РЛ для рабочей температуры РЛ на номинальном режиме, в качестве значения σ_{-1} выступает конструктивный предел выносливости РЛ, полученных после соответствующих испытаний.

Для выполнения расчётов по данной работе была рассмотрена системы передний полый вал – РЛ 1-й ступени компрессора газовой турбины класса мощности 160-180 МВт. Результаты были получены для РЛ 1-й ступени базового компрессора (исходная РЛ) и спроектированной обновлённой версии компрессора (разработанная РЛ).

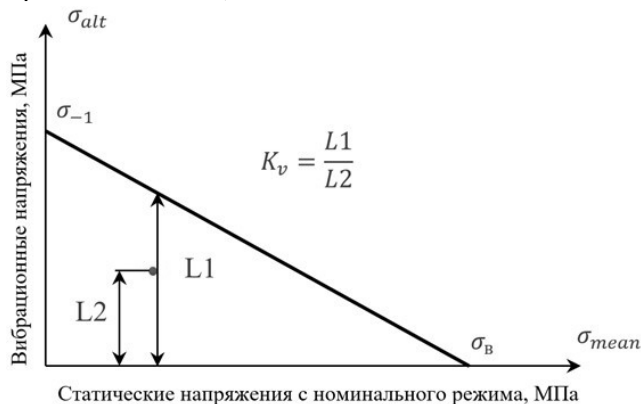


Рис. 1. Диаграмма Гудмана для оценки МнЦУ РЛ

Расчётная модель системы передний полый вал – лопатка приведена на рис. 2. Исходя из специфики геометрии переднего полого вала, для расчётной модели было использовано условие циклической симметрии, таким образом рассматривался сектор $360/N$, где N – количество рабочих лопаток 1-й ступени компрессора ГТУ.

При анализе собственных частот и форм для границ сектора переднего полого вала использовалась циклическая симметрия с максимально возможным количеством узловых диаметров.

Для получения динамических собственных частот колебаний РЛ на номинальном режиме работы ГТУ на первом шаге было получено преднапряжённое состояние системы передний полый вал – лопатка, которое впоследствии использовалось при анализе собственных частот и форм РЛ. Вышеуказанные расчётные исследования были выполнены методом конечных элементов.

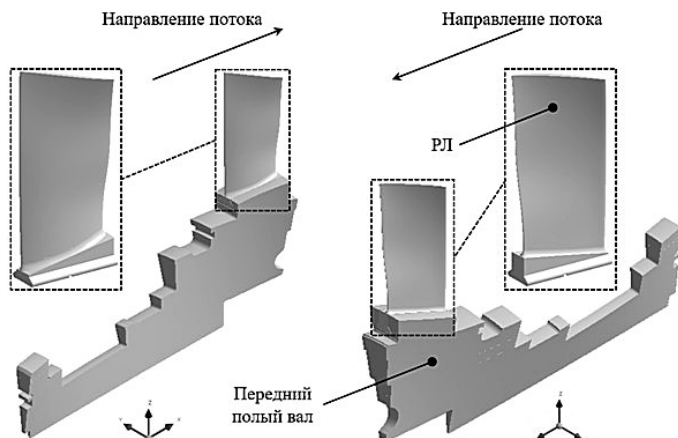


Рис. 2. Расчётная модель системы передний полый вал – РЛ 1-й ступени компрессора

При оценке МнЦУ важное значение имеет вибрационная отстройка РЛ от возможных возбудителей, как от основных кратностей двигателя (с 1 по 6), так и от кромочных импульсов соседних направляющих аппаратов (количество направляющих лопаток перед, после РЛ и их разница). Это имеет большое значение на полученную амплитуду колебаний РЛ и, соответственно, на уровень вибрационных напряжений при эксплуатации ГТУ. Вибрационная отстройка системы передний полый вал – РЛ осуществлялась в соответствии с требованиями РТМ [1] и Постановление Правительства РФ [3].

На рис.3 и рис.4 представлены диаграммы Кэмпбелла по низкочастотным и высокочастотным возмущающим импульсам соответственно. Как видно из приведённых рисунков, РЛ 1-й ступени компрессора для случаев исходной РЛ и разработанной РЛ отстроена по первым шести кратностям двигателя. Для высокочастотных возмущающих импульсов полученные формы колебаний для разработанной РЛ в большей степени отвечают отстройке в безопасную сторону по сравнению с исходной РЛ.

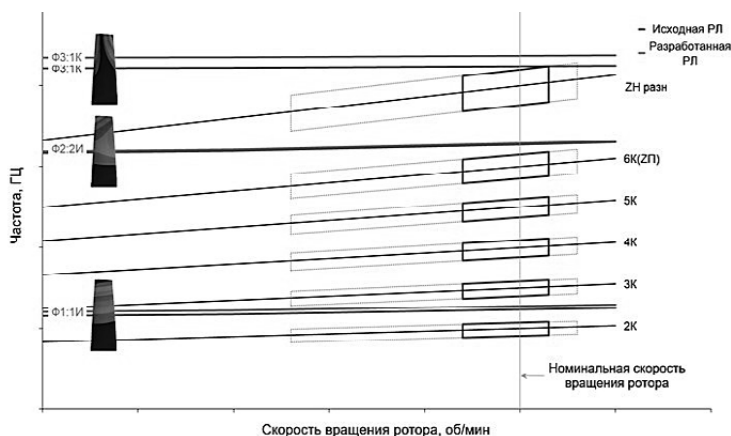


Рис. 3. Диаграмма Кэмпбелла для системы передний полый вал – РЛ 1-й ступени компрессора, низкочастотные возмущающие импульсы

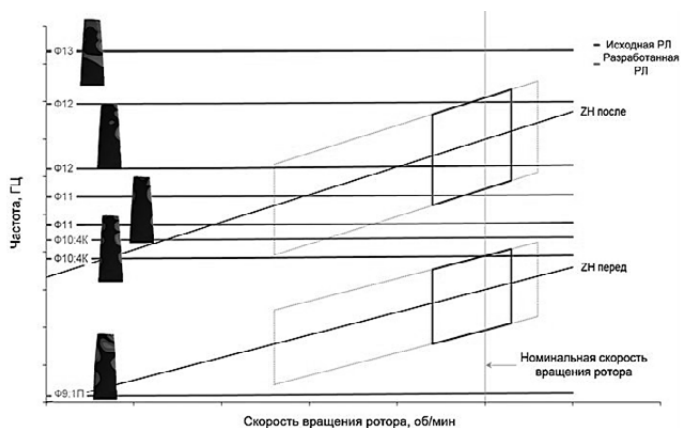


Рис. 4. Диаграмма Кэмпбелла для системы передний полый вал – РЛ 1-й ступени компрессора, высокочастотные возмущающие импульсы

Результаты для оценки по критерию по МнЦУ для РЛ по формуле (1) были получены, как для исходного компрессора газовой турбины, имеющей неоднократное подтверждение наработки по ресурсу при эксплуатации, так и для разрабатываемой версии компрессора.

Нормирование вибрационных напряжений предлагается выполнять на основе результатов первой динамической собственной частоты колебаний РЛ выбранной ступени. Расчётные вибрационные напряжения для первой собственной частоты колебаний РЛ получаются из решения при анализе собственных частот и форм колебаний РЛ для преднапряжённого состояния системы передний полый вал – РЛ на номинальном режиме нагружения ГТУ.

Нормирование вибрационных напряжений предлагается выполнять по следующей формуле:

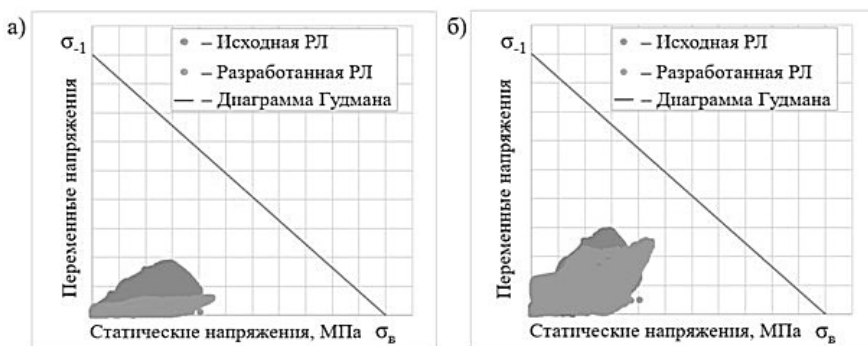
$$\sigma_{vib}^{vM} = \frac{a_{norm}}{U_{sum_max} \cdot f_1} \cdot \sigma_{vib,calc}^{vM} \quad (2)$$

где σ_{vib}^{vM} – нормированные значения вибрационных напряжений по Мизесу, МПа;
 a_{norm} – значение нормировочного коэффициента, мм·Гц; U_{sum_max} – максимальное значение суммарных перемещений для первой собственной частоты колебаний РЛ, мм;
 f_1 – значение первой собственной частоты РЛ 1-й ступени компрессора, Гц;
 $\sigma_{vib,calc}^{vM}$ – значения вибрационных напряжений по Мизесу, МПа.

Для оценки МнЦУ по диаграмме Гудмана в качестве средних статических напряжений выступают главные растягивающие напряжения поверхностных узлов РЛ, для переменных (динамических) напряжений приняты напряжения по Мизесу в поверхностных узлах РЛ. Значения нормировочного коэффициента a_{norm} принимались для удовлетворения критерия (1), также были рассмотрены значения 600 мм·Гц, 800 мм·Гц и 1000 мм·Гц. Влияние нормировочного коэффициента a_{norm} на результат вибрационных напряжений, вычисленных по формуле (2), приведено на рисунке 5.

По результатам на рис. 5 видна консервативность подхода по РТМ в соответствии с критерием (1).

На рис.6 показано влияние нормировочного коэффициента $a_{norm} = 800$ мм·Гц на вибрационные напряжения для случая разработанной РЛ 1-й ступени компрессора, при вычислении нормированных напряжений по формуле (2).



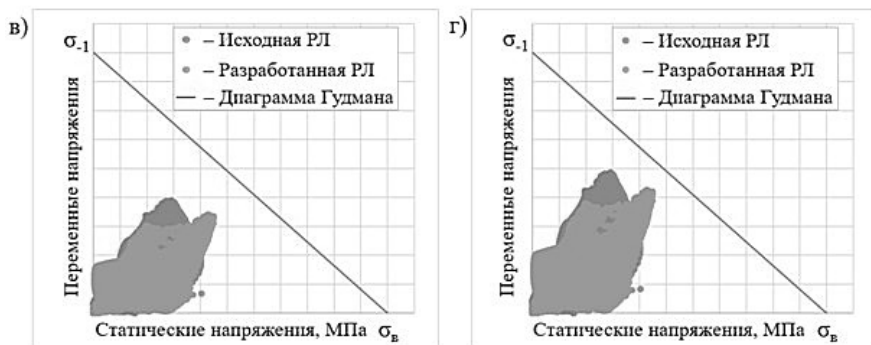


Рис. 5. Влияние нормировочного коэффициента $a_{\text{норм}}$ на результат вибрационных напряжений: а) в соответствии с РТМ; б) 600 мм·Гц; в) 800 мм·Гц; г) 1000 мм·Гц

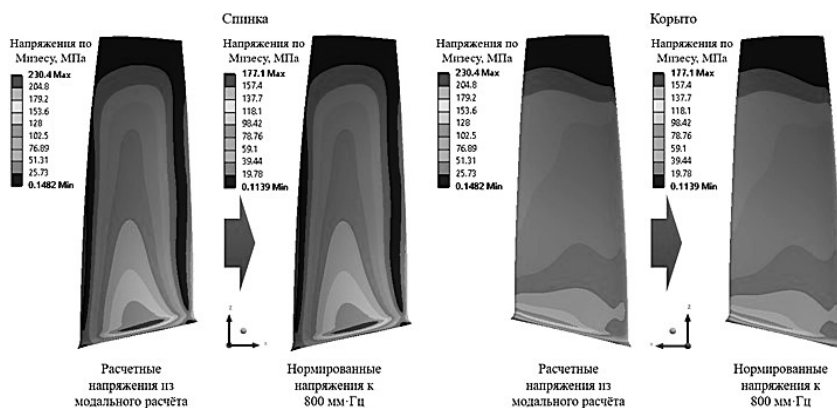
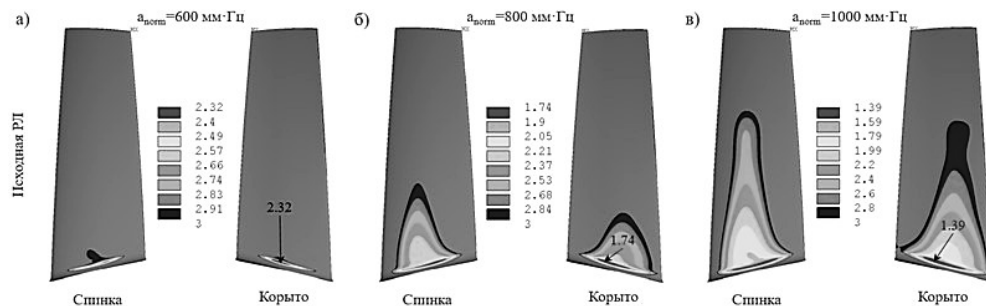


Рис. 6. Распределение расчётных вибрационных напряжений на номинальном режиме работы ГТУ и нормированные вибрационные напряжения для 800 мм·Гц на примере разработанной РЛ 1-й ступени

На рис. 7 приведён результат оценки МнЦУ (распределения значений K_c) по профилю РЛ как для исходной РЛ, так и для разработанной РЛ при различных значениях коэффициента $a_{\text{норм}}$ для нормированных вибрационных напряжений, вычисленных по формуле (2). Полученные распределения могут свидетельствовать об уязвимых с точки зрения МнЦУ локациях для профиля РЛ, что способствует пониманию необходимых изменений для удовлетворения критерия по МнЦУ.



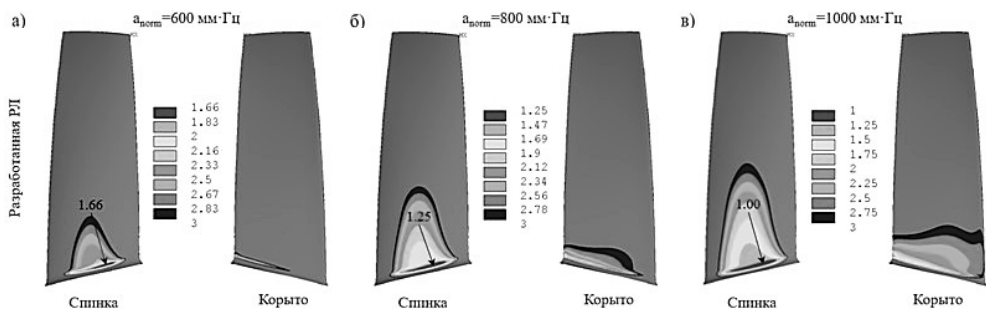


Рис. 7. Результат оценки МнЦУ по условию динамической прочности РЛ 1-й ступени компрессора для разных значений нормировочного коэффициента a_{norm} : а) 600 мм·Гц; б) 800 мм·Гц; в) 1000 мм·Гц

В соответствии с результатами на рис. 7 видно, что результаты для разработанной РЛ имеют меньшие коэффициенты запаса K_v по сравнению с исходной РЛ, что в первую связано с большей сложностью аэродинамического профиля пера лопатки. Следует отметить, что коэффициент запаса K_v должен быть с большим запасом для областей входных и выходных кромок РЛ, т.к. это может быть обусловлено, например, повреждением посторонним мелким предметом, попавшим в проточную часть.

В таблице 1 приведены результаты оценки МнЦУ для исходной и разработанной РЛ для рассмотренных значений нормировочного коэффициента a_{norm} . По результатам таблицы 1 видно, что требование (1) достаточно консервативное и не допускает высокого уровня вибрационных напряжений. Следует отметить, что максимальный уровень вибрационных напряжений в соответствии с [1] определяется по результатам испытания головного образца, что невозможно учесть на этапе проектирования.

Таблица 1. Результаты оценки МнЦУ РЛ 1-й ступени компрессора

a_{norm}	Нормированные вибрационные напряжения, МПа		Результат по МнЦУ, K_v	
	Исходная РЛ	Разработанная РЛ	Исходная РЛ	Разработанная РЛ
PTM	72.7	32.4	3.77	3.02
600	118.1	132.8	2.32	1.66
800	157.5	177.1	1.74	1.25
1000	194.5	221.4	1.39	1.00

Проведённые исследования позволяют осуществить нормирование вибрационных напряжений, что позволяет проводить оценку МнЦУ для разбрасываемых РЛ осевых компрессоров ГТУ большой мощности.

Дополнительно следует отметить важность сбалансированности статических напряжений со стороны спинки и корыта РЛ, т.е. чем меньше отличаются максимумы по доминирующим напряжениям с двух сторон профиля РЛ, тем больший запас по МнЦУ будет получаться.

Для выбора того или иного нормировочного коэффициента a_{norm} при оценке МНЦУ РЛ предложенную методику необходимо верифицировать при испытаниях компрессоров в составе ГТУ.

Список литературы

1. РТМ 108.022.104-77. Нормы вибрационной надежности рабочих лопаток осевых компрессоров.
2. Goodman, J. Mechanics Applied to Engineering, Longman, Green & Company, London, 1899.
3. Постановление Правительства РФ от 13.08.2018 N 937 (ред. от 08.12.2018) «Об утверждении Правил технологического функционирования электроэнергетических систем и о внесении изменений в некоторые акты Правительства Российской Федерации».

УДК 621.438

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАЛОЦИКЛОВОГО РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ГАЗОВЫХ ТУРБИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ АО «СИЛОВЫЕ МАШИНЫ»

И.З. Разяпов, А.В. Романов, И.А. Лбов
АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург, Россия
Razyapov_IZ@power-m.ru

Ресурс ГТУ большой мощности (ГТБМ) ограничивается в первую очередь малоцикловой усталостью деталей и при этом должен обеспечивать назначенное число пусков. Одной из основных проблем ГТБМ является малоцикловая усталость (МЦУ), под которой принято считать разрушения от циклической нагрузки до 104...105 циклов. Ресурс по критериям МЦУ в обязательном порядке оценивается для всех нагруженных компонентов ГТБМ. Для деталей горячего тракта ресурс назначается ниже, с учетом замены и инспекции деталей.

Методика определения МЦУ

Малоцикловая усталость, наряду со статической прочностью и ползучестью является одним из основных механизмов разрушения деталей стационарных ГТУ. Для корректного описания поведения конструкции при переходном нагружении требуется моделирование процесса нагружения. Существуют различные подходы к моделированию поведения конструкций при переходном нагружении из них, наиболее часто используемые:

1. Моделирование цикла холодное состояние – режим номинального нагружения;
2. Моделирование нестационарного процесса прогрева и охлаждения ГТУ с последующим квазистатическим расчётом НДС.

Первый вариант имеет максимально простую реализацию, однако хорошо работает для узлов ГТУ имеющих малую тепловую инерцию, нагрев которых имеет малую скорость, а также, для элементов, нагруженных, преимущественно, механически.

Большая часть узлов стационарных ГТУ имеет значительные толщины и значительные временные и пространственные градиенты температур, вызывая значительный рост деформаций на пуске и останове и, как следствие, значительное снижение циклической прочности.

Второй вариант позволяет учесть при оценке размаха рост деформаций на пуске и останове. Для реализации второго варианта моделирования, в СКБ ГТУ разработана процедура формирования тепловых ГУ и выбора временных шагов нагружения для максимально точного учёта переходных процессов при пуске и останове ГТУ.

Более точное моделирование переходных процессов в узлах ГТУ порождает необходимость поиска шагов нагружения, которые формируют максимальное повреждение в пределах цикла. В СКБ ГТУ был разработан пакет макросов для ANSYS APDL, позволяющий автоматически определять временные точки, дающие основное повреждение при циклическом нагружении.

Особенности расчетов:

1. Используется циклический модуль упругости и кривые деформирования с механизмом кинематического упрочнения. Отличие циклического модуля упругости от статического может быть значительным, расхождение может составлять до 30% при рабочей температуре и соответственно еще сильнее будут отличаться результаты оценки ресурса МЦУ.
2. Циклический прочностной расчет выполняется в трехмерной упруго-пластической постановке, обычно достаточно трех циклов до стабилизации пластических деформаций.
3. К расчётным сеткам предъявляются повышенные требования (для отдельных деталей, таких как охлаждаемые рабочие лопатки, размер сетки может достигать 20 млн узлов). Трудоемкие расчеты выполняются на вычислительном кластере (расчет на 400 ядрах может занимать от нескольких часов до нескольких дней).
4. Для определения числа циклов используются кривые МЦУ по средним значениям, полученные при жёстком нагружении гладких образцов с выдержкой (например, 10 минут).

Традиционно, выбор точек геометрии, в которых производится анализ МЦУ производится вручную, руководствуясь максимальным размахом деформации. Данный подход, благодаря своей простоте, имеет право на жизнь, но не даёт возможности провести оценку комплексно и получить представление о ресурсе всего компонента в целом с учётом температуры и влияния средних напряжений.

Для решения этой проблемы был разработан пакет прикладного ПО, выполняющего следующие функции:

1. Сбор данных (компонент упругих и пластических деформаций);
2. Вычисление шагов нагружения, формирующих максимальный размах деформации;
3. Вычисление количества циклов до возникновения повреждений, вызванных малоцикловою усталостью;
4. Отрисовка полученной информации на КЭ модели.

Сбор данных и вычисление размаха деформации осуществляется посредством APDL-макроста. Данный макрос выполняет обход шагов нагружения с целью поиска максимального размаха полной деформации и формирование файлов для дальнейшего расчёта.

Далее, расчёт происходит в программе LCF-calculator, где выполняется ввод свойств материала, выбор модели, описывающей кривую МЦУ, задаются запасы циклической прочности и выполняется расчет циклов.

Последний этап также проходит в ANSYS APDL, где, для удобства обработки, с помощью набора макросов выполняется отображение полученных данных на КЭ сетке.

APDL-макрост

Для поиска максимального размаха деформации в каждом узле детали во всём цикле (последнего цикла нагружения) разработан отдельный APDL макрос. Макрос для каждой временной точки собирает компоненты напряжений и деформаций (упругих и пластических) и определяет максимальный размах деформации для каждого узла, а также среднее напряжение и средне-взвешенную температуру. Расчет размаха деформации выполняется по следующей формуле:

$$\Delta \boldsymbol{\varepsilon} = \Delta \boldsymbol{\varepsilon}^{el} + \Delta \boldsymbol{\varepsilon}^{pl} \quad (1)$$

где $\Delta \boldsymbol{\varepsilon}^{el}, \Delta \boldsymbol{\varepsilon}^{pl}$ - размах упругой и пластической деформаций соответственно, определяемых по формулам:

$$\Delta \varepsilon^{el} = \frac{\sqrt{2}}{2(1+\nu)} \sqrt{(\Delta \varepsilon_x^{el} - \Delta \varepsilon_y^{el})^2 + (\Delta \varepsilon_y^{el} - \Delta \varepsilon_z^{el})^2 + (\Delta \varepsilon_z^{el} - \Delta \varepsilon_x^{el})^2 + \frac{3}{2}((\Delta \varepsilon_{xy}^{el})^2 + (\Delta \varepsilon_{yz}^{el})^2 + (\Delta \varepsilon_{zx}^{el})^2)} \quad (2)$$

$$\Delta \varepsilon^{pl} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\Delta \varepsilon_x^{pl} - \Delta \varepsilon_y^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_y^{pl} - \Delta \varepsilon_z^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_z^{pl} - \Delta \varepsilon_x^{pl})^2 + \frac{3}{2}((\Delta \varepsilon_{xy}^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_{yz}^{pl})^2 + (\Delta \varepsilon_{zx}^{pl})^2)} \quad (3)$$

При этом значения $\Delta \boldsymbol{\varepsilon}^{el}$ и $\Delta \boldsymbol{\varepsilon}^{pl}$ ($i = x, y, z$) определяются следующим образом:

$$\Delta \varepsilon_i^{el} = \Delta \varepsilon_i^{el}(A) - \Delta \varepsilon_i^{el}(B) \quad (4)$$

$$\Delta \varepsilon_i^{pl} = \Delta \varepsilon_i^{pl}(A) - \Delta \varepsilon_i^{pl}(B) \quad (5)$$

где A и B - временные точки, соответствующие максимальному и минимальному НДС для найденного максимального размаха деформации.

Среднее напряжение и средневзвешенная температура определяются по следующим формулам:

$$\sigma_m = 0.5 \cdot (\text{sign A} \cdot \sigma_{vm}(A) + \text{sign B} \cdot \sigma_{vm}(B)) \quad (6)$$

$$T_{\text{mean}} = 0.75 \cdot T(A) + 0.25 \cdot T(B) \quad (7)$$

Такой же подход используется в нормах [5]. Данный эффект для обоснования требует проведения испытаний образцов с сжимающими напряжениями.

LCF-calculator

Для расчета числа допустимых циклов разработана отдельная внешняя программа, позволяющая определять количество циклов различными методами (рис.1). В качестве исходных данных вводятся данные материала, а также требуемые запасы по числу циклов и размаху деформаций.

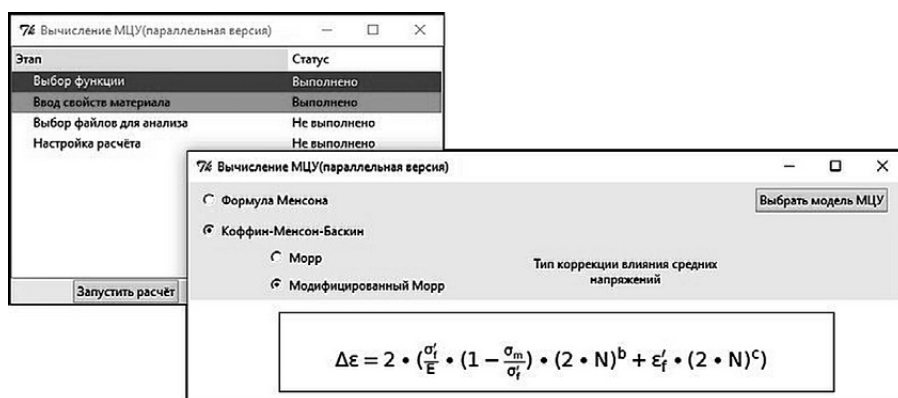


Рис. 1. Вид программы LCF-calculator V0.0.2

В настоящее время для расчетов используется модифицированная формула Коффина Мэнсона Баскина:

$$\Delta \varepsilon = 2 \cdot \left[\frac{\sigma_f'}{E} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f'} \right) (2 \cdot N)^b + \varepsilon_f' \cdot (2 \cdot N)^c \right] \quad (8)$$

где $\Delta \varepsilon$ – размах полной деформации; σ_f' – коэффициент усталостной прочности; ε_f' – коэффициент усталостной пластичности; b – экспонента усталостной прочности; c – экспонента усталостной пластичности; E – модуль упругости; N – число циклов до возникновения трещины; σ_m – средние напряжения цикла.

Ниже приведены результаты для одного из дисков компрессора ГТЭ-170. На рис. 2 представлено распределение максимального размаха деформации, на рис. 3 – допустимое число циклов МЦУ. На рис. 4 представлено изменение главных напряжений для узла с наименьшим числом допустимых циклов, полученные в результате упругопластического расчёта.

Как видно из графиков, при пуске и останове наблюдаются пики главных растягивающих напряжений σ_1 , а при останове пик значительно превышает уровень напряжений на номинале.



Рис. 2. Распределение максимального размаха деформаций в диске

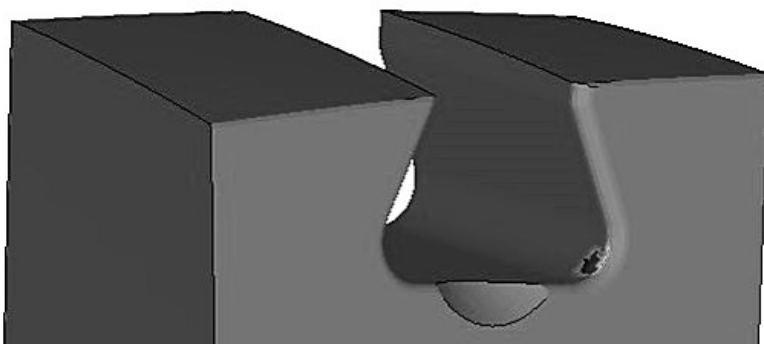


Рис. 3. Распределение допустимого числа циклов МЦУ в диске

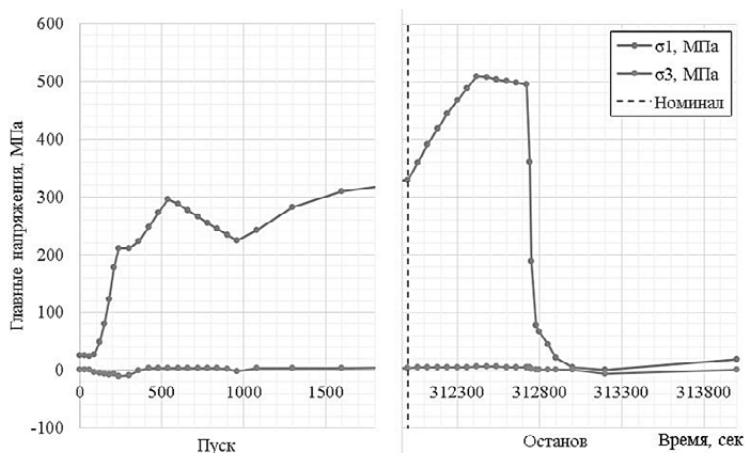


Рис. 4. Распределение главных напряжений в диске при пуске и останове

К сожалению, в РФ часто пытаются сэкономить на получении экспериментальных данных, что вынуждает пользоваться эмпирической зависимостью Мэнсона (9), с применением которой результаты могут быть непредсказуемо далеки от истинных кривых МЦУ материала.

$$\epsilon_a = \frac{1}{2} \left(\ln \frac{1}{1-\psi(T,t)} \right)^{0.6} \cdot N^{-0.6} + 3.5 \frac{\sigma_b(T,t)}{E(T)} \cdot N^{-0.12} \quad (9)$$

где $\sigma_b(T,t)$ – предел прочности материала; $\psi(T,t)$ – поперечное сужение.

Также, часто расчет МЦУ в цикле выполняется только для осесимметричных моделей, а для трехмерных расчет проводится только для отнулевого цикла (0-режим номинального нагружения без учёта изменения НДС на пусковом режиме, прогреве и останове). Оценка по результатам расчета в упругой постановке с последующим вычислением упругопластических деформаций (например, по гиперболе Нейбера) не учитывает перераспределение напряжений по объему, и таким образом не совсем верно отражает реальное НДС.

На рис. 5 и рис. 6 представлены кривые МЦУ, построенные по формуле Мэнсона (9) и по формуле Коффина Мэнсона Баскина (8) для материала 26NiCrMoV11-5 (дисковый материал) и In738 (материал рабочих лопаток турбины) без учета и с учетом σ_m . Как видно из приведённых ниже графиков, использование уравнения Мэнсона может дать как относительно небольшую погрешность – для стали 26NiCrMoV11-5 (3000 циклов по формуле Коффина Мэнсона Баскина соответствует значению около 5000 по формуле Мэнсона), так и большую – для материала In738 (3000 циклов по формуле Коффина Мэнсона Баскина соответствует значению около 20000 по формуле Мэнсона). Такие образом, применение формулы Мэнсона может давать в разы отличающиеся результаты.

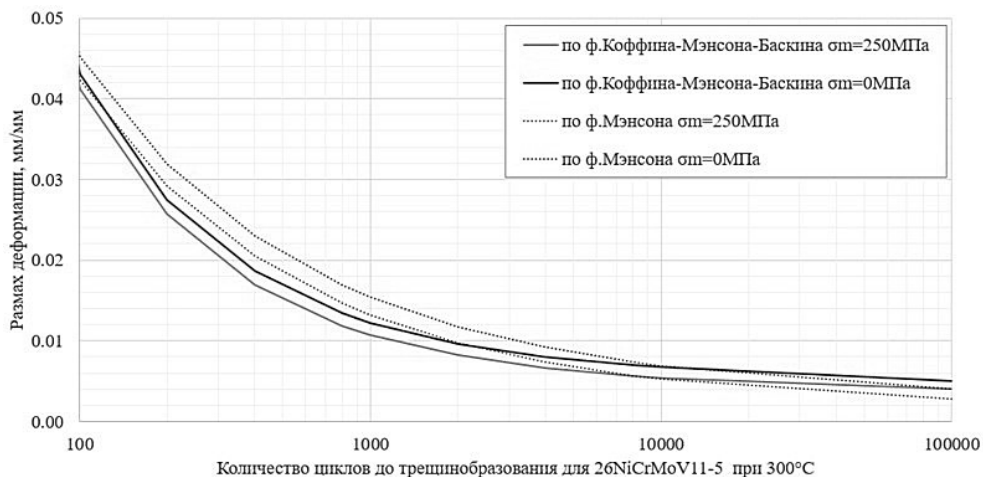


Рис. 5. Сравнение кривых МЦУ для 26NiCrMoV11-5

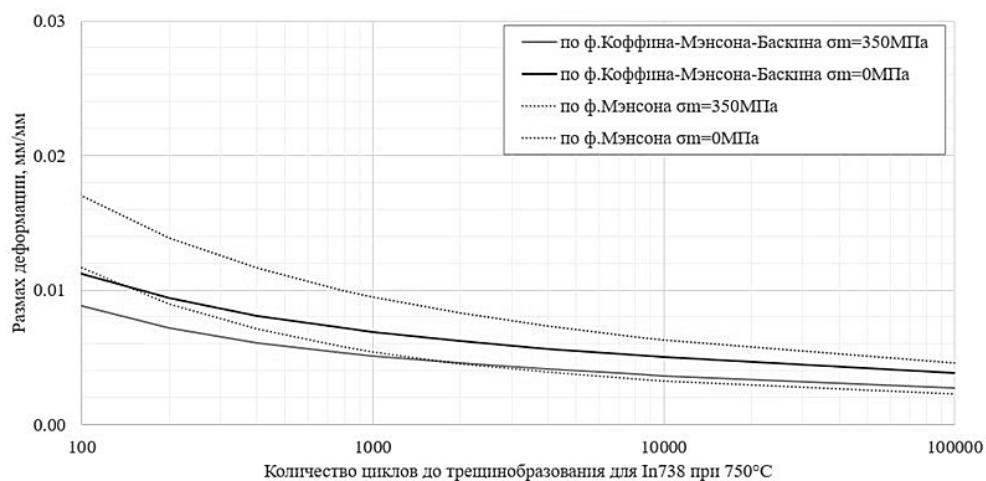


Рис. 6. Сравнение кривых МЦУ для In738

Особенности используемой методики

1. Использование экспериментальных данных в виде Коффина-Мэнсона-Баскина позволяет рассматривать сниженный запас по числу циклов (например, 2.0 вместо 20 по РТМ [1]).
2. Результаты на отнулевом цикле (по авиационной терминологии 0 Max 0) не учитывают забросы напряжений при нагреве и остывании. Так, размах деформаций для РЛ турбины в локации, определяющей ее ресурс, может составлять 0.6% для термоциклического расчета и 0.4% для отнулевого, что значительно влияет на допускаемое число циклов.
3. Для перфорационных отверстий в РЛ по данной методике получают низкие значения допустимых циклов, при этом прототипы GTE5-2000E и ГТЭ-160 показывает надежную работу в течении всего назначенного ресурса турбины. Связано это с использованием кривых МЦУ, определенных на гладких образцах. Малоциклового ресурс в подобных концентраторах должен оцениваться с учетом эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{σ} , например, по методике [3], опирающейся на экспериментальные данные МЦУ, определяемых на образцах с соответствующими надрезами в жестком цикле при рабочих температурах и условиях асимметрии.

Выводы

1. Для определения ресурса малоциклового усталости деталей ГТБМ используется надежный современный подход с определением максимального размаха деформации по результатам трехмерного термоциклического расчета в упругопластической постановке с использованием модифицированного уравнения Коффина-Мэнсона-Баскина с использо-

ванием паспортных или экспериментальных кривых МЦУ (полученных по жесткому циклу испытаний на гладких образцах с выдержкой) с учетом влияния средних напряжений. Использование этого подхода предполагает наличие экспериментальных или паспортных данных.

2. Для обоснования ресурса отдельных концентраторов (например, перфорационных отверстий) необходимы экспериментальные кривые МЦУ с соответствующими надрезами на образцах в жестком цикле.
3. Требуется актуализация нормативных документов (РТМ) с учетом определения циклов по термоциклическому расчету. Так, в нормах [5] используется запас на порядок меньший, чем, например, запас 20 согласно РТМ [1]. Была попытка выпуска норм [4], аналогичных нормам прочности авиационных ГТД [5] – к сожалению эти нормы и методики, так и не были внедрены. Интересно, что в этих нормах предполагалось использование деформационного критерия по пластической деформации и деформации ползучести с суммированием повреждений для определения числа циклов до зарождения макротрещины.

Список литературы

1. РТМ 108.020.14-82 Турбины газовые стационарные. Нормы статической и термоциклической прочности рабочих и направляющих лопаток. ЦКТИ, 1982.
2. R.E. Peterson, Stress concentration factors, - John Wiley & Sons, 1974.
3. Цирухин Н.А. Влияние кривых малоциклового усталости, полученных для образцов с надрезами, на ресурс лопаток газовой турбины / Н.А. Цирухин, О.В. Романова, И.З. Разяпов // Перспективы развития двигателестроения: материалы МНТК им. Н. Д. Кузнецова (21–23 июня 2023 г.): в 2 т. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2023. Т. 2. С. 424–425.
4. Л.Б. Гецов. Современные нормы прочности стационарных ГТУ / Л.Б. Гецов, В.Е. Михайлов, А.С. Семенов, С.Г. Семенов – ОАО "НПО ЦКТИ", А.Л. Михайлов – ОАО "НПО Сатурн" //Газотурбинные технологии, декабрь 2013 г.
5. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей. ЦИАМ, 2004.

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ВАКУУМНАЯ ПАЙКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАБОЧИХ КОЛЁС ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ: ОТРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ И РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ

И.А. Максименко

АО «НПФ «НевИнтерМаш», г. Санкт-Петербург, Россия

Ivan_Maksimenko@NIMturbo.ru

Области применения компрессорного оборудования охватывают все базовые отрасли промышленности. Особое место в компрессоростроении занимают центробежные компрессоры, являющиеся важнейшим оборудованием в технологических процессах предприятий нефтегазового комплекса.

Обеспечение работоспособности и надёжной эксплуатации компрессоров во многом определяется материальным исполнением их деталей и узлов. Одними из основных узлов, ограничивающих ресурс центробежного компрессора, а также наиболее нагруженных при эксплуатации и сложных в проектировании и производстве, являются рабочие колёса ротора.

Конструктивное и материальное исполнение рабочих колёс выбирается в соответствии с общепринятыми в практике нефтегазовой отрасли международными стандартами API 617 и ISO 10439. Для условий технологического газа, которые вызывают сульфидное коррозионное растрескивание под напряжением (СКРН), данными стандартами запрещается использование высокопрочных сталей, а выбор материалов выполняется согласно требованиям стандартов NACE MR-103 и ISO 15156. Тем не менее реализация на предприятиях нефтегазового комплекса современных технологических процессов часто определяет необходимость использования в качестве материала рабочих колёс центробежных компрессоров высокопрочные материалы, стойкие к СКРН.

В соответствии с положениями стандартов NACE MR-103 и ISO 15156 высокопрочными материалами, стойкими к СКРН, являются титановые сплавы, которым соответствуют отечественные аналоги ВТ6 и ВТ6С. Эти же сплавы рекомендованы в качестве одних из основных материалов рабочих колёс центробежных компрессоров как международными стандартами API 617 и ISO 10439, так и на основании положительных результатов испытаний ВНИИНЕФТЕМАШ и ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» [1].

Согласно положениям стандартов API 617 и ISO 10439 соединения дисков рабочих колёс закрытого типа должны быть сварными или паяными. Наиболее эффективным способом соединения покрывающего диска с лопатками основного диска представляется сварка через полости в диске [2]. Однако

для рабочих колёс из титановых сплавов такой способ соединения дисков оказывается сопряжён с рядом рисков и трудностей. Такое преимущество титановых сплавов перед другими конструкционными металлами как высокая удельная прочность позволяет существенно изменять конструкции за счёт утонения сечений элементов, например лопаток и полотен дисков рабочих колёс. Утонение же элементов при высокотемпературном нагреве в процессе сварки ведёт к существенным поводам, что усугубляется необходимостью приварки лопаток последовательно, а не одновременно. Трудной оказывается и организация продувки сварочной ванны защитным газом как с лицевой, так и с обратной стороны. Такая продувка необходима для исключения насыщения металла кислородом, водородом и азотом из воздуха, что может привести к повышению хрупкости соединения [1].

В практике отечественного компрессоростроения центробежные рабочие колёса из титановых сплавов достаточно давно изготавливаются с использованием методов высокотемпературной вакуумной пайки, которые обеспечивают требуемую прочность и сводят к минимуму деформационные воздействия.

При реализации собственных проектов специалистами АО «НПФ «Нев-ИнтерМаш» разработана технология соединения дисков центробежных рабочих колёс из титанового сплава методом высокотемпературной вакуумной пайки аморфным ленточным титановым припоем.

Соединения покрывного диска с лопатками основного диска являются силовыми стыковыми таврового типа и имеют достаточно сложную форму, определяемую сопряжением профиля лопатки и конической поверхности покрывающего диска. Специфика оценки прочности подобных паяных соединений состоит в том, что необходимо учитывать целый ряд особенностей, определяемых процессом пайки: совместимость припоя с основным материалом; совместимость технологии пайки с конструкцией соединяемых деталей; тип паяного соединения и его важнейшие характеристики – зазор и форма галтели; совместное влияние температуры, давления и времени пайки на характеристики прочности, а также стабильность этих характеристик; особенности напряжённо-деформированного состояния и конструкционные характеристики прочности [3]. Влияние каждого из этих факторов, как отдельно, так и в совокупности, разнообразно и требует особого внимания при проектировании технологии пайки. Ниже кратко дана общая характеристика перечисленных особенностей для разработанной технологии.

Титановый сплав ВТ6С состава Ti-6Al-4V относится к двухфазным ($\alpha+\beta$)-сплавам; имеет наиболее удачное сочетание механических свойств прочности и пластичности: предел прочности до 980 МПа, относительное сужение не менее 20 % и ударная вязкость не менее 40 Дж/см². В качестве припоя выбрана аморфная лента СТЕМЕТ-1216 эвтектической системы Ti-Cu-Ni-Zr

производства АО «МИФИ-АМЕТО», аналогичная по химическому составу порошковому припою ВПр16, разработанному ВИАМ. Таким образом, говоря о совместимости припоя с основным материалом, следует отметить, что припой имеет ту же основу (Ti), что и паяемый материал – в процессе пайки происходит их совместная кристаллизация, что потенциально обеспечивает наибольшую прочность и пластичность паяных соединений.

Говоря о совместимости технологии пайки с конструкцией паяемого узла, отметим циклическую симметрию сегментов и близость толщин соединяемых деталей – полотен покрывающих дисков и лопаток основных дисков. Соответственно, при печной пайке с симметричным относительно нагревателей расположением паяемого узла обеспечиваются условия равномерного нагрева до требуемой температуры и равномерного заполнения зазоров припоем.

Диффузионная пайка титанового сплава титановым припоем протекает в три стадии, первая из которых заключается в расплавлении припоя и заполнения им капиллярных зазоров. Затем происходит изотермическая кристаллизация паяного шва вследствие взаимной диффузии элементов припоя и основного металла. Заключительная стадия пайки состоит в продолжительном диффузионном выравнивании состава шва с основным металлом и сопровождается растворением хрупких эвтектик в затвердевшем объёме металла, повышением механических свойств соединения.

Указанные процессы требуют соблюдения жёстких норм технологического порядка: в случае превышения допустимых размеров зазоров резко замедляется последняя стадия диффузионной пайки, а при избытке припоя в соединениях образуются хрупкие галтели. Применение же порошковых припоев затрудняет точную дозировку и увеличивает возможность ликвации припоя при нагреве – затекания легкоплавких эвтектик в паяльный зазор, и формирования слоя, чрезмерно обогащенного медью, никелем и цирконием [4].

Выбранная в качестве припоя лента СТЕМЕТ-1216 толщиной 40 мкм довольно легко укладывается в зазоры между лопатками основного диска и покрывающим диском, что гарантированно предотвращает последствия возможной ликвации при пайке.

Для повышения смачиваемости титана припоем вследствие удаления оксидных и нитридных плёнок и водорода, находящегося в титане, пайка производится в высоком вакууме $(1,0...1,5) \times 10^{-2}$ Па.

Двухфазные титановые сплавы не рекомендуется нагревать выше температуры их полиморфного превращения (ТПП) во избежание необратимых микроструктурных изменений. Температура полиморфного превращения сплава ВТ6С – 950...990°C. Номинальная температура плавления аморфной ленты припоя СТЕМЕТ-1216 – 930°C. По результатам отработки технологии оптимальной температурой пайки выбрана температура 950°C,

так как она находится в пределах ТПП и выше температуры рекристаллизации [5]. При этом механические свойства основного металла после продолжительного диффузионного отжига остаются практически неизменными [1-2, 6].

Оптимальная продолжительность диффузионного отжига установлена экспериментально. Интенсивность диффузии депрессантов из паяного шва в основном зависит от следующих факторов: структура основного металла (наличие β -фазы), а соответственно, температура отжига; общий уровень легирования основного металла; компонентный состав припоя; величина зазора в соединении; особенности сборки узла с припоем (укладка припоя в зазор или около зазора).

При достаточных выдержках шов представляется однородным слоем пластинчатой структуры превращённой β -фазы, свойственной двухфазным титановым сплавам после нагрева в β -области. При этом его ширина значительно превышает величину зазора, что свидетельствует о вовлечении в формирование данного участка значительных объёмов основного металла [5].

Проведённые исследования показали, что в паяных силовых конструкциях из титановых сплавов необходимо не только обеспечить отсутствие в структуре паяного шва хрупкой эвтектики, но и за счёт диффузионного отжига создать условия для отвода легирующих элементов припоя до определённого уровня, для соединений сплава ВТ6С, паяных припоем СТЕМЕТ 1216, соответствующего ~ 4 % меди [5].

Отработка технологии пайки соединений из сплава ВТ6С припоем СТЕМЕТ 1216 в части определения оптимальных значений зазора и продолжительности диффузионного отжига при выбранных температуре и уровне разрежения атмосферы печного пространства произведена по результатам металлографических, рентгеноспектральных и фрактографических исследований. Результаты исследований для разных значений зазора и продолжительности выдержки сопоставлялись с механическими свойствами паяных соединений.

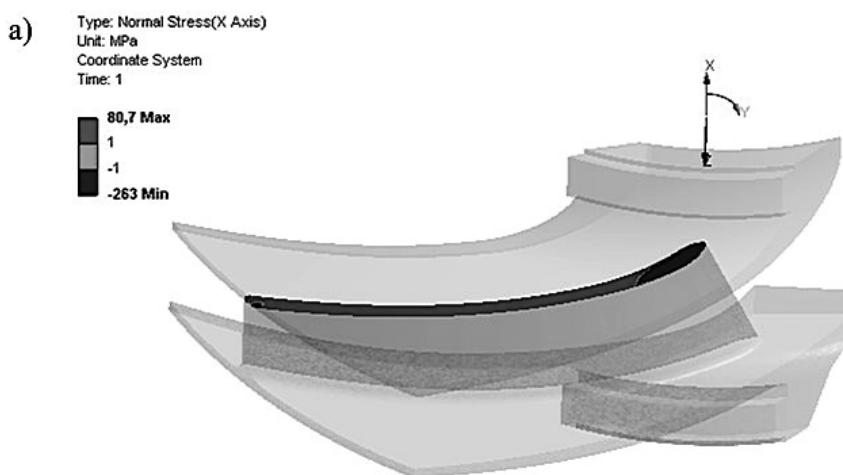
Для оценки механических свойств проводят испытания паяных соединений. Результаты испытаний зависят от формы и размеров испытываемых образцов. Поэтому, как правило, испытывают стандартные образцы. Стандартом ГОСТ 28830-90 устанавливаются типы образцов для определения временного сопротивления при растяжении и прочности на срез – торцевые (стыковые) и телескопические (нахлёсточные) цилиндрические образцы, соответственно. При этом отмечается, что при проведении испытаний предел прочности паяного соединения должен быть не выше условного предела текучести паяемого материала.

Выше отмечалось, что паяный шов представляет собой достаточно однородный ($\alpha+\beta$)-титановый сплав с известной микроструктурой, свойства которого нетрудно предугадать, имея ввиду большой объём данных, накопленных в отношении влияния легирующих элементов на свойства титановых сплавов –

никель и медь делают сплав менее пластичным; цирконий в относительно небольшом количестве действует как нейтральный упрочнитель; частично компенсирует отрицательное влияние указанных элементов изоморфный β -стабилизатор ванадий. Таким образом, паяный шов должен оказаться более прочным и менее пластичным, чем основной металл, что было подтверждено при определении временного сопротивления паяных соединений при растяжении – разрыв стандартных образцов по ГОСТ 28830-90 происходил по основному металлу на удалении от паяного соединения.

Для паяных соединений в полной мере применимо понятие конструкционной прочности, поскольку их прочность отличается от прочности паемых материалов и припоев и зависит от различных факторов, определяемых как процессом пайки, так и характером напряжённо-деформированного состояния.

На рис. 1 приведены распределения характерных – радиальных, окружных и осевых – напряжений в паяном шве соединения лопатки основного диска с покрывающим диском титанового рабочего колеса типовой для центробежных компрессоров предприятий нефтегазового комплекса конструкции. Максимальное растягивающее радиальное напряжение невелико, а у входной кромки лопатки радиальные напряжения сжимающие; окружные напряжения во всём сечении шва направлены таким образом, что покрывающий диск поворачивается на некоторый угол относительно основного диска; в лопатках возникают изгибающие моменты, искривляющие их поверхности; напряжения изгиба в дисках складываются с напряжениями при вращении колеса, создавая достаточно высокий уровень напряжений на внутренней поверхности покрывающего диска у стыка с лопаткой, то есть в паяном шве.



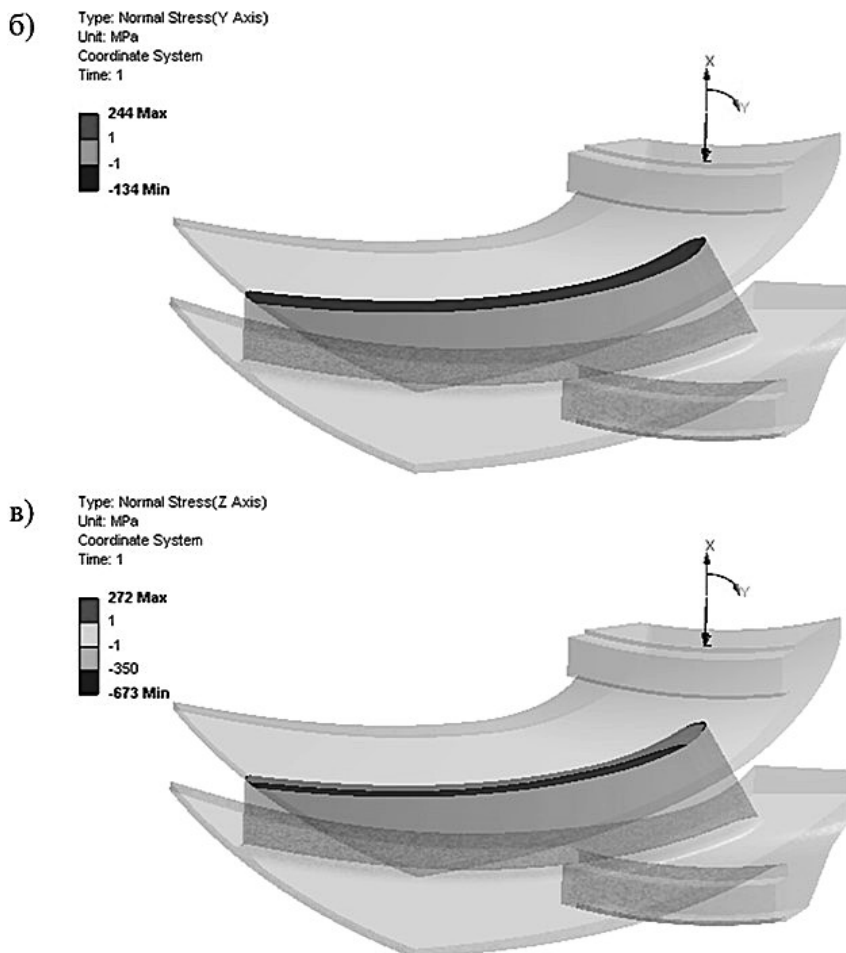


Рис. 1. Характер напряжённо-деформированного состояния паяного шва центробежного рабочего колеса:
а) радиальные напряжения; б) окружные напряжения; в) осевые напряжения

При отработке технологии пайки как для исследования микроструктуры, химического состава и изломов паяных соединений, так и для оценки механических характеристик силового таврового соединения, предложена схема испытаний таврового соединения на статическое сжатие до разрушения (рис. 2), достаточно корректно моделирующая характер нагружения и деформирования паяных соединений лопаток с покрывающим диском центробежного рабочего колеса. Характер деформирования паяных соединений центробежного рабочего колеса и предложенного образца показан на рис. 3 – для наглядности приведены контуры недеформированных моделей, а деформации отмасштабированы.

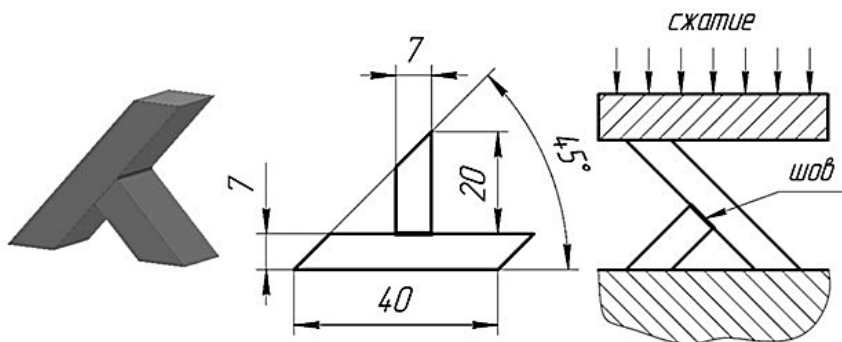


Рис. 2. Образец таврового соединения и схема испытаний на излом

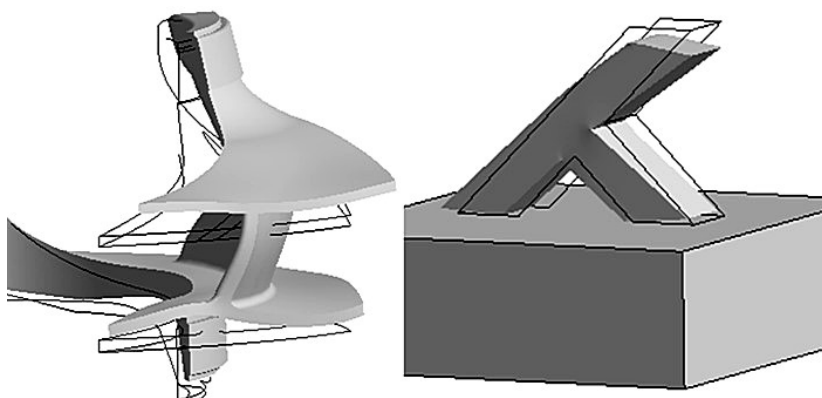


Рис. 3. Характер деформирования соединений рабочего колеса и образца

Результаты исследований и испытаний свидетельствуют, что при заданном зазоре (не более 50 мкм) и заданной температуре отжига (950 °С), приемлемый уровень свойств формируется после 8-часовой выдержки, при которой содержание меди в паяном шве не превышает 3-5 %, что соответствует известным данным о механических свойствах двойных сплавов Ti-Cu [7]. На рис. 4 приведены данные о зависимости нагрузки до разрушения образцов и содержании легирующих элементов в паяном шве от времени выдержки.

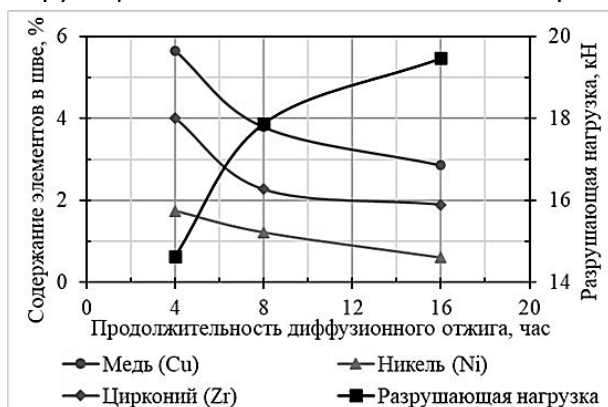


Рис. 4. Разрушающая нагрузка и элементный состав паяного шва

Среднее значение разрушающей нагрузки для образцов, продолжительность диффузионного отжига которых была определена оптимальной (8 часов), составляет $\approx 17,9$ кН. Среднее значение перемещения активного захвата испытательной машины в момент разрушения $\approx 0,9$ мм при скорости перемещения 1 мм/мин. Примеры изображений кривой нагружения при испытаниях образца и излома образца приведены на рис. 5.

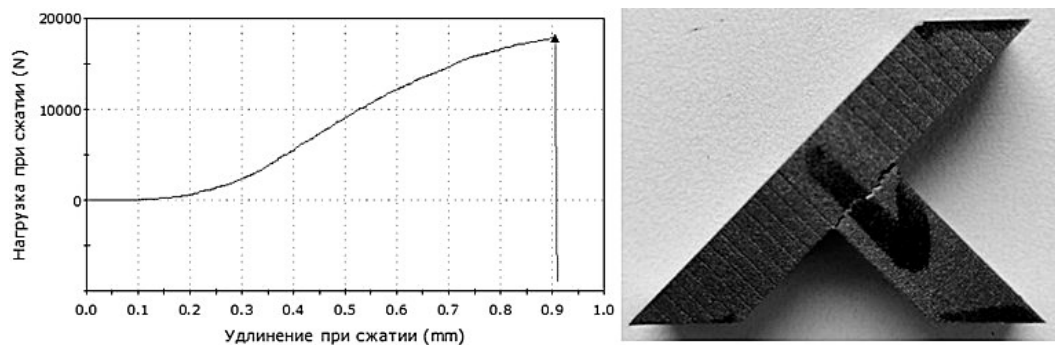


Рис. 5. Кривая нагружения образца при испытаниях до излома

Для оценки близости прочности и пластичности паяного соединения и основного металла результаты технологических испытаний на излом сопоставлялись с результатами моделирования методом конечных элементов задачи нестационарного нагружения образца в упругопластической постановке средствами модуля Transient Structural пакета программ ANSYS. Модель образца представляла из себя единую деталь с механическими свойствами, соответствующими результатам стандартных испытаний основного металла: предел прочности (σ_B) 870 МПа, условный предел текучести ($\sigma_{0,2}$) 730 МПа, относительное сужение (ψ_K) 33 %.

Для решения задачи принята билинейная модель деформирования с кинематическим упрочнением – модуль упрочнения определён по формуле [8]:

$$E_T = [\sigma_B \cdot (1 + 1,4 \cdot \psi_K) - \sigma_{0,2}] / [-\ln(1 - \psi_K) - (\sigma_{0,2}/E)]$$

Местная прочность оценивалась с учётом жёсткости напряжённого состояния – запас по деформациям определяется по формуле [9]:

$$n_\varepsilon = \varepsilon_p^{np} \cdot 1,7 \cdot \exp[-1,5 \cdot \sigma_{cp} / \sigma_i] / \varepsilon_p$$

где ε_p^{np} – предельная деформация, σ_{cp} – среднее напряжение,
 σ_i – интенсивность напряжений, ε_p – пластическая деформация.

На рис. 6 приведены основные результаты расчёта – распределение эквивалентных напряжений и полных деформаций, а также запас по деформациям, на момент разрушения образца (54,5 с).

Расчётное значение разрушающей нагрузки (реакция опоры) составило 17,5 кН, что с достаточной точностью совпадает с экспериментальным значе-

нием $\approx 17,9$ кН. Практически полное исчерпание пластичности наблюдается на нижней (растягиваемой) грани паяного соединения (рис. 6в), где и отмечались очаги изломов образцов при технологических испытаниях.

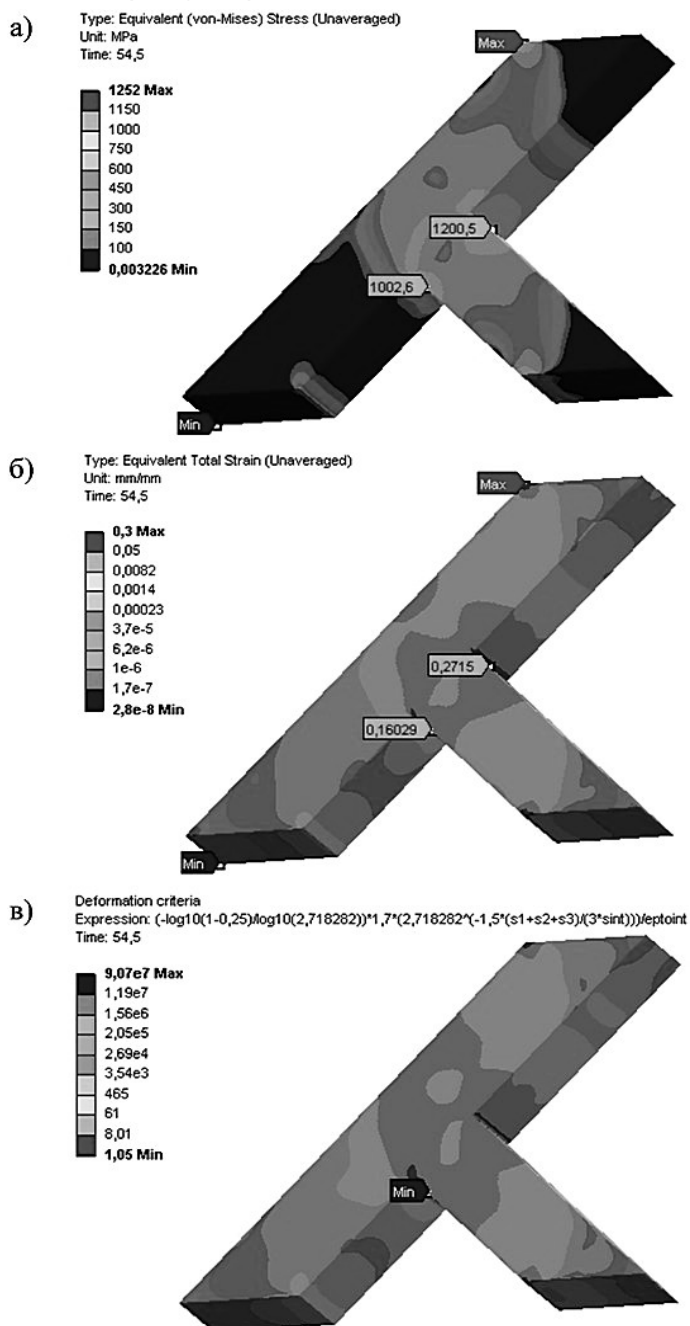


Рис. 6. Характер напряжённо-деформированного состояния образца таврового соединения при испытании на статическое сжатие до излома: а) интенсивность напряжений; б) эквивалентные полные деформации; в) запас по деформациям

Таким образом, результаты расчётно-экспериментальных исследований прочности соединений таврового типа из титанового сплава ВТ6С, паяных ленточным припоем СТЕМЕТ 1216 по разработанной технологии, показывают близость к равнопрочности с основным металлом.

Рабочие колёса, выполненные по разработанной технологии, успешно прошли разгонные и поставлены на предприятия для ввода в эксплуатацию.

Список литературы

1. Галиахметов И.Г. Конструкционные материалы центробежных и винтовых компрессоров. Выбор и технология их применения / И.Г. Галиахметов. Казань: Изд-во «ФЭН», 2009. 155 с.
2. Титановые сплавы в центробежных компрессорах / Е.Н. Поморцев, В.И. Чигарин, З.Р. Габдрахманова // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 8. С. 38–41.
3. Проектирование технологии пайки металлических изделий: Справочник / С.В. Лашко, Н.Ф. Лашко, И.Г. Нагапетян и др. М.: Металлургия, 1983. 280 с.
4. Особенности пайки титана ВТ6С и стали 07Х16Н6 для рабочих колёс центробежных компрессорных машин / А.И. Иголкин, Ю.В. Зеленин, И.А. Максименко, В. Е. Кузьмин // Сварочное производство. 2023. № 5. С. 52–58.
5. Структура и свойства тавровых соединений титанового сплава ВТ6С в процессе диффузионной пайки / А.И. Иголкин, Н.В. Лебедева, И.А. Максименко // Вопросы материаловедения. 2023. № 2 (114). С. 71–79.
6. Радзиевский В.Н., Ткаченко Г.Г. Высокотемпературная вакуумная пайка в компрессоростроении. К.: «Екотехнологія», 2009. 400 с.
7. Корнилов И.И. Титан. Источники, составы, свойства, металлохимия и применение / М.: «Наука», 1975. 310 с.
8. Морозов Е. М. ANSYS в руках инженера: Механика разрушения / Е.М. Морозов, А.Ю. Муйземнек, А.С. Шадский. М.: ЛЕНАНД, 2010. 456 с.
9. К вопросу определения запасов прочности деталей энергоустановок при использовании расчётов МКЭ / Л.Б. Гецов, Б.З. Марголин, Д.Г. Федорченко // Механика материалов и прочность конструкций. Труды СПбГПУ. СПб.: СПбГПУ. 2004. № 489. С. 162–177.

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТАЦИОНАРНОЙ СИСТЕМЫ САДКО ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ИСПЫТАНИЙ КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А.В. Барышников, А.А. Мынцов
АО «Промсервис», г. Димитровград, Россия
A.Baryshnikov@promservis.ru

В статье описаны возможности отечественного программного обеспечения САДКО и опыт его применения при проведении испытаний компрессоров класса Аэроком в феврале 2022 года.

Целый ряд российских предприятий разрабатывает, производит и поставляет современное компрессорное оборудование. При выпуске каждый компрессор проходит обкатку в собственном испытательном комплексе для определения основных характеристик нового оборудования на разных режимах работы, в том числе, и вибрационных. Определяются общее техническое состояние, резонансные частоты роторов, спектральные характеристики и уровни вибрации в стационарных и переходных режимах.

Использование зарубежного Программного Обеспечения (ПО) крупными российскими компаниями ограничено высокой стоимостью этого ПО, а также мероприятиями по импортозамещению, определенными постановлениями правительством РФ, а также Федеральным законом «О безопасности критической информационной инфраструктуры Российской Федерации» от 26.07.2017 № 187-ФЗ.

Работы по проведению испытаний компрессоров класса Аэроком выполнялись специалистами 2 и 3 уровня квалификации по вибродиагностическому методу НК с использованием программно-технических средств стационарной системы автоматического диагностирования САДКО производства АО «Промсервис» (Сертификат об утверждении типа средств измерений № 26971-08 «Комплексы программно-технические САДКО» от 13.02.2023г.). Измерительные каналы системы САДКО были подключены к буферным разъемам стационарной системы BentlyNevada-3500 (рис.1). На агрегате штатно установлены датчики – пьезоакселерометры и проксиметры. На подшипниковых опорах электродвигателя в вертикальном и горизонтальном направлениях – пьезоакселерометры, на подшипниковых опорах компрессора в двух радиальных направлениях первой, второй и третьей ступени компрессора – проксиметры.

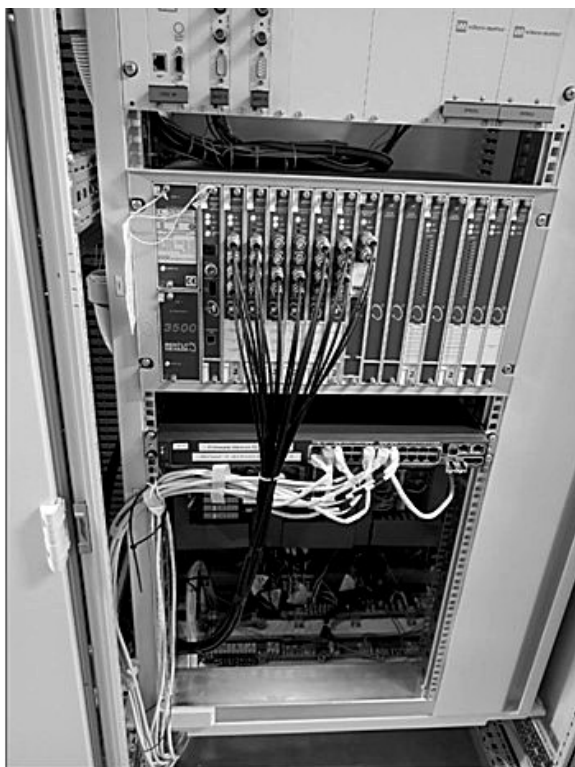


Рис.1. Пример подключения стационарной системы САДКО к диагностическим выходам системы мониторинга Bently Nevada-3500

Технические характеристики компрессора:

1. Рабочая частота вращения, Гц (об/мин):
 - 1.1. Привод электродвигателя – 24,8 (1488)
 - 1.2. 1-го ротора (1 и 2 ступени) – 204,8 (12288)
 - 1.3. 2-го ротора (3 ступени) – 398,17 (23890)
2. Число зубьев редуктора:
 - 2.1. Зубчатое колесо – 289
 - 2.2. Вал-шестерня 1-го ротора (1 и 2 ступени) – 35
 - 2.3. Вал-шестерня 2-го ротора (3 ступени) – 18
3. Число лопаток на рабочих колесах:
Колесо 1 ступени – 17, колесо 2 ступени – 19, колесо 3 ступени – 17.

Во время проведения испытаний компрессора возникла повышенная вибрация на подшипниковых опорах электродвигателя, которая не позволяла компрессору выйти на расчетные режим работы. Специалистам АО «Промсервис» было предложено выполнить работы по определению причин невозможности вывода компрессора на рабочий режим, используя отечественное программное обеспечение САДКО.

Результаты исследования

Для выявления причин остановки компрессора произведены измерения на подшипниковых опорах электродвигателя во время разгона (Таблица 1).

Таблица 1. СКЗ виброскорости на электродвигателе до и после скачка вибрации

Опора электродвигателя	F = 14,63 Гц		F = 21,34 Гц	
	Верт. напр. мм/с	Гориз. напр. мм/с	Верт. напр. мм/с	Гориз. напр. мм/с
Передняя (ПП)	0,44	0,54	5,54	0,69
Задняя (ЗП)	0,43	0,49	5,65	0,77

На следующих рисунках представлены спектры виброскорости в вертикальном направлении на обеих опорах электродвигателя (ЭД) до (рис.2) и после (рис.3) скачка.

При спектральном анализе после скачка выделяется пик на частоте 175 Гц, что соответствует частоте вращения вала первой и второй ступени ($F_{1и2ступ.}$) компрессора. Это означает, что основная вибрация на электродвигатель передается с компрессора.

Размах виброперемещения на опорах первой, второй и третьей ступени компрессора в радиальном направлении на всех режимах находились в пределах нормы.

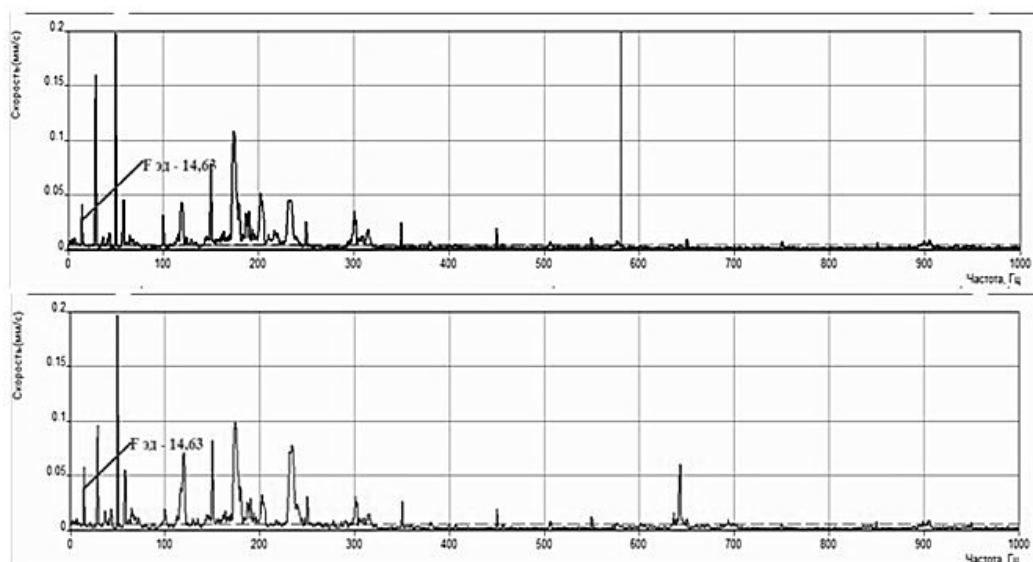


Рис.2. Спектры виброскорости в вертикальном направлении на заднем подшипнике ЭД (верхний) и переднем подшипнике ЭД (нижний) до скачка

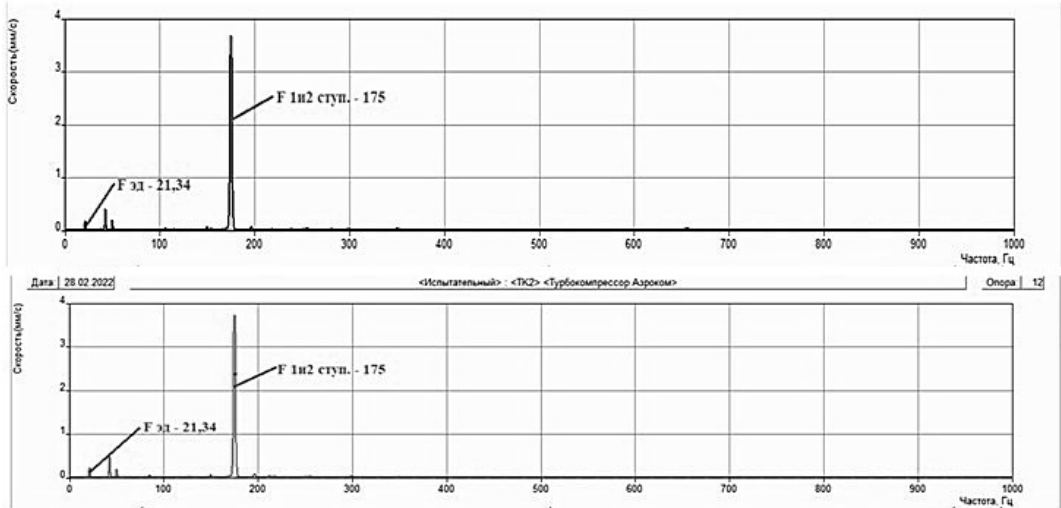


Рис.3. Спектры виброскорости в вертикальном направлении на заднем подшипнике ЭД (верхний) и переднем подшипнике ЭД (нижний) после скачка

На спектрах рис.4 представлены измерения с опоры первой ступени компрессора до и после скачка. Видно, что значения вибрации невелики.

На рис.5 представлены спектры с опоры второй ступени компрессора. Они тоже находятся в норме до и после скачка вибрации.

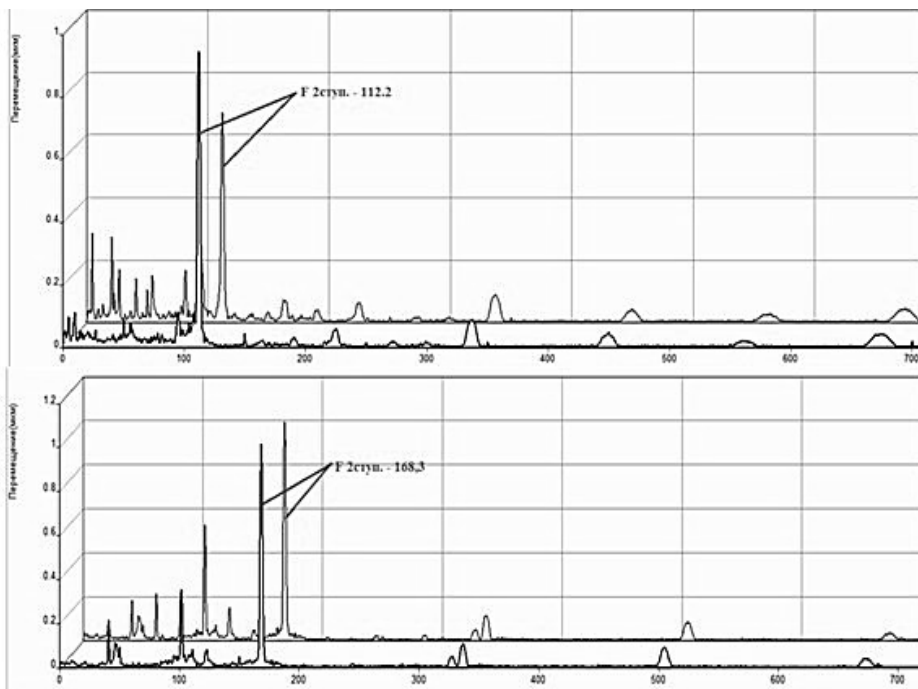


Рис 4. Спектры с опоры первой ступени компрессора до (верхний) и после (нижний) скачка вибрации

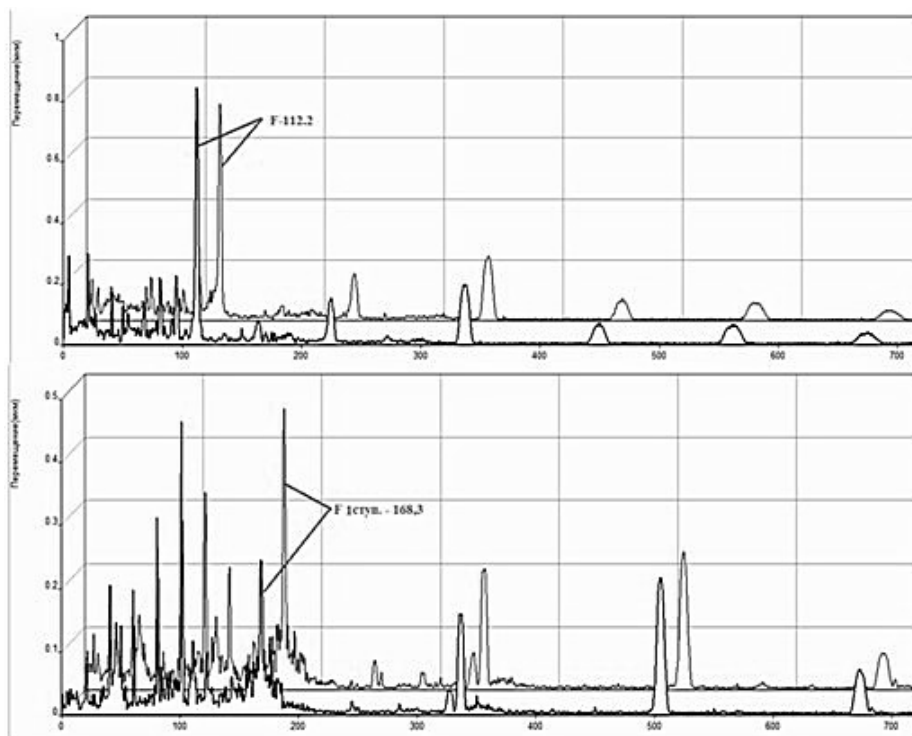


Рис 4. Спектры с опоры первой ступени компрессора до (верхний) и после (нижний) скачка вибрации

На рис.6 представлены фазовые характеристики с датчиков-проксиметров с опор 1 й и 2-й ступеней компрессора, расположенных в одной плоскости. Разность фаз датчиков, установленных в одной плоскости, составляет более 160° , что означает, что разные концы вала колеблются, практически, в противофазе. Необычны и орбиты валов в опорах. Они представлены на рис.7.

Видно, что вал движется не плавно, а резко меняет свое направление. Такое движение может быть вызвано перемещением вала не только в радиальном, но одновременно и в осевом направлении. Осевая вибрация от входного вала компрессора в осевом направлении через муфту передается на ротор электродвигателя, т.е. упруго-пластинчатая муфта ТМРЛ.303522.004-014-01 не полностью выполняет свои функции. Из-за осевых колебаний ротора электродвигателя возникают колебания электромагнитного поля, и осевая вибрация преобразуется в радиальную, которая фиксируется системой измерения. Следовательно, зубчатая передача работает некорректно.

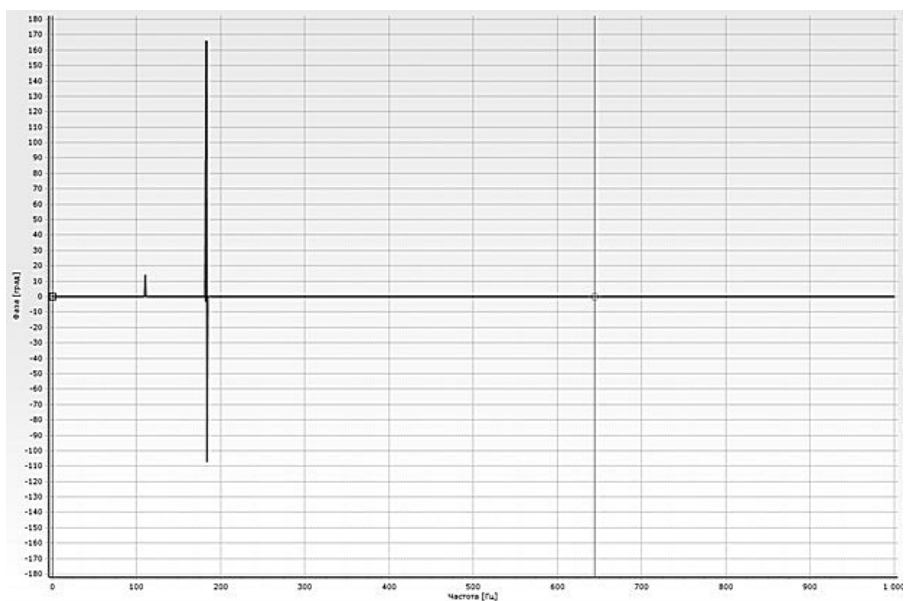


Рис.6 Фазовые характеристики

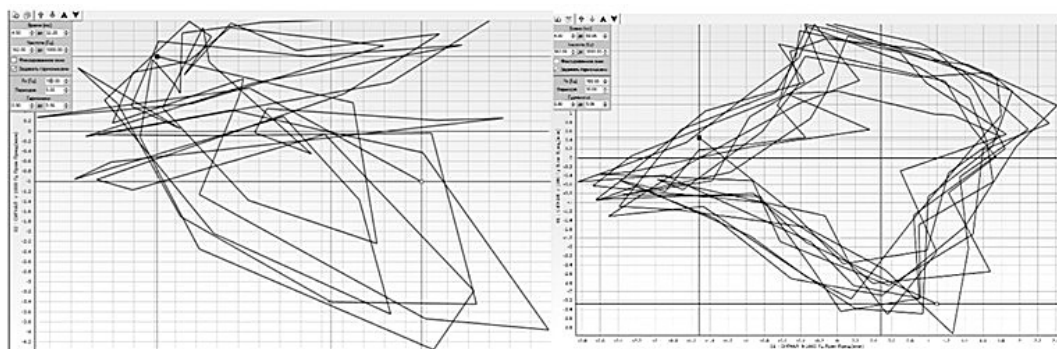


Рис.7. Орбита вала 1 ступени (слева), орбита вала 2 ступени (справа)

Сформулированы рекомендации:

1. Необходимо провести ревизию компрессора. Проверить ротор первой и второй ступени компрессора.
2. Провести ревизию муфты, при необходимости произвести замену.

После проведения испытаний компрессор был разобран. В ходе ревизии ротора первой и второй ступени компрессора, выявлено повреждение упорного гребня. После устранения неисправности компрессор успешно запущен и выведен на рабочий режим.

В результате проведённых виброиспытаний с высокой вероятностью была определена причина дефекта агрегата. Этот пример показывает, что с помощью системы диагностирования ещё до разборки агрегата можно установить причины возникающих внутренних неисправностей.

Для выполнения полного комплекса выходных испытаний компрессорного оборудования с применением стационарной системы САДКО производства АО «Промсервис» не требуется участия производителя системы для ввода и настройки ПО под разные типы компрессорного оборудования. Силами собственного персонала выполняется ввод конфигурационных данных и уставок, проведение всех типов испытаний. Удобный и эргономичный инструмент для создания новых собственных правил диагностирования позволяет адаптировать методику диагностирования технического состояния агрегатов без привлечения разработчика Системы САДКО.

Системы САДКО хорошо зарекомендовались и на газовых турбоагрегатах (рис 8).

САДКО не только позволяет строить тренды по любым измеряемым параметрам (рис 9), но и прогнозировать состояние агрегата на будущее (рис 10).

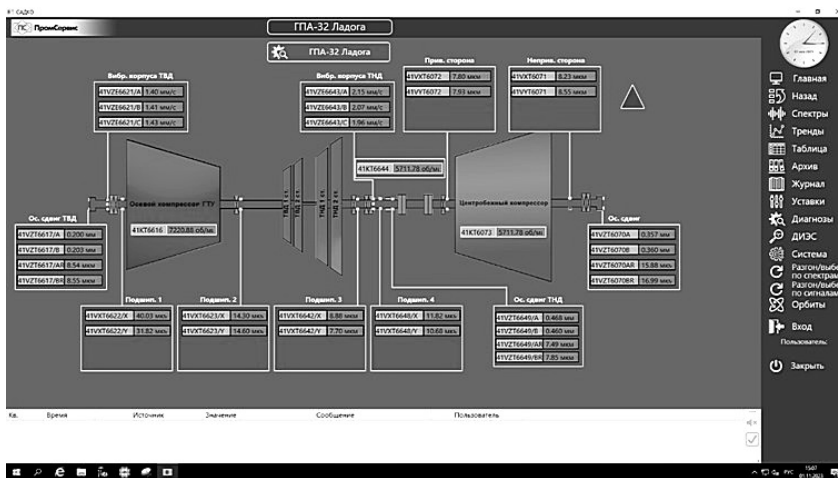


Рис 8. Главное окно САДКО

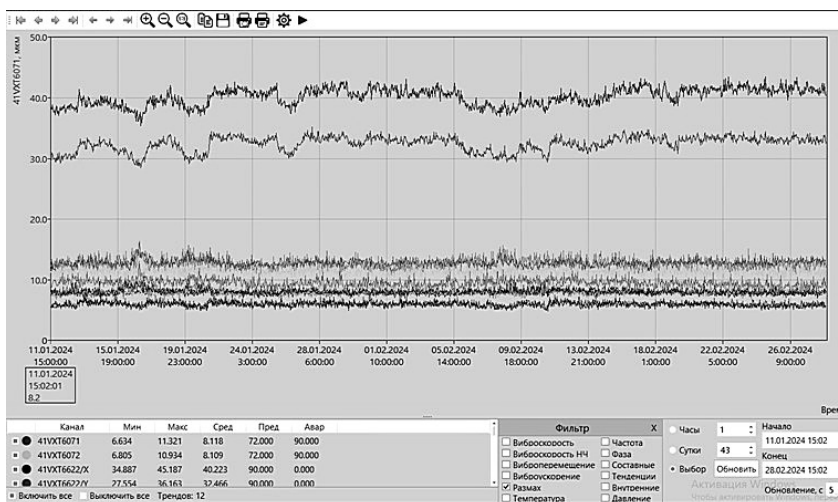


Рис 9. Тренды относительной вибрации агрегата по всем опорам за 2 месяца

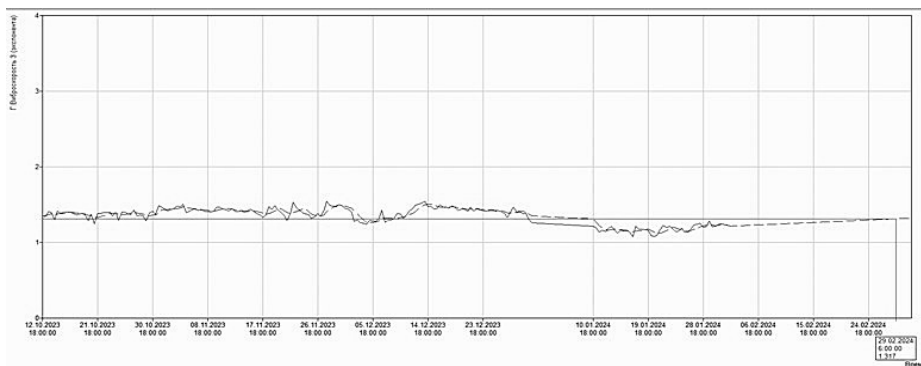


Рис 10. Прогнозирование по величине корпусной вибрации ТВД (мм/с) на 30 дней вперед

Прогнозирование по величине корпусной вибрации ТВД (мм/с) на 30 дней вперед (прогноз отмечен пунктирной линией). Прогноз полностью подтвердился. Прогнозная вибрация на 29.02.2024 составляла 1.31 мм/с, фактическая – 1.28 мм/с.

САДКО по данным, полученным непосредственно с датчиков или из системы Bentley Nevada 3500, позволяет строить орбиты траектории движения вала. Построенные орбиты показывает наличие слабого дефекта Дисбаланс вала ТВД (рис. 11). Для сравнения представлена орбита с опоры ТНД, дисбаланс отсутствует (рис.11).

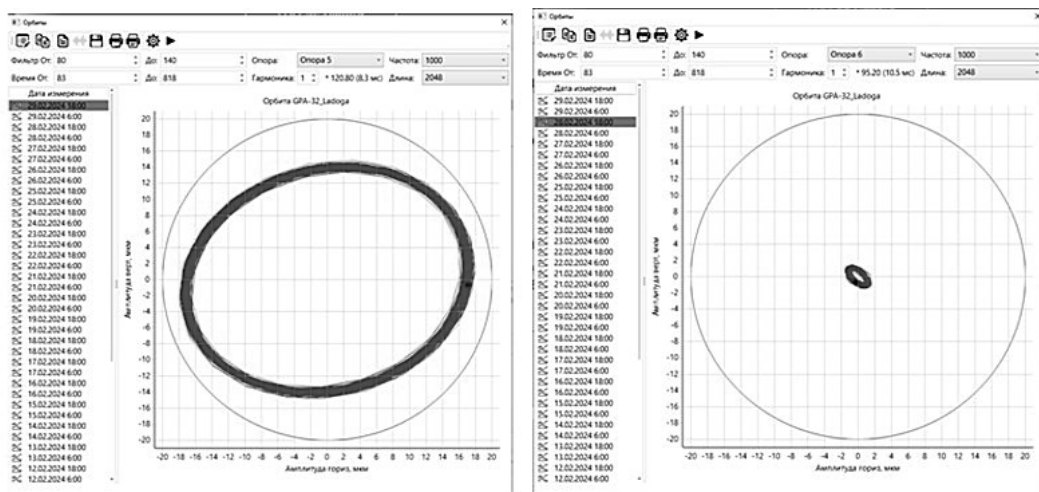


Рис 11. Траектория движения вала в первом подшипнике ТВД с признаками дисбаланса (слева), траектория движения вала в первом подшипнике ТНД без признаков дисбаланса (слева)

В настоящее время САДКО является:

1. полнофункциональная стационарная система, со своими датчиками и контроллерами, для установки на оборудование Предприятия;
2. система, дополняющая функциями диагностирования и прогнозирования установленные ранее системы мониторинга Bentley Nevada-3500;

-
3. интегрированной системой АСУ ТП, собирающей, обрабатывающей, диагностирующей и прогнозирующей данные с других установленных систем Предприятия.

УДК 621.51

КОМПРЕССОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. МОНИТОРИНГ, ДИАГНОСТИРОВАНИЕ. ПРЕДИКТИВ

А.А. Мынцов, О.В. Мынцова
АО «Промсервис», г. Дмитровград, Россия
myntsovao@promservis.ru

Эффективная деятельность подразделений ТОиР современного промышленного предприятия сегодня невозможна без применения методов диагностирования технического состояния ответственного оборудования. Наличие диагностических служб и применение автоматизированных экспертных систем вибрационного диагностирования динамического оборудования позволяют своевременно зафиксировать отклонения в работе механизмов, предсказать момент их выхода из строя, определить состав рекомендуемых ремонтных работ.

В статье представлены решения для предиктивной диагностики от компании «Промсервис»: стационарная система вибродиагностирования «САДКО» и экспертная система автоматического диагностирования «ДИЭС».

Конечной целью организации ТОиР предприятий является техническое обслуживание в тот момент, когда это наиболее рентабельно. Национальная программа «Цифровая экономика Российской Федерации» предполагает широкое внедрение и использование современных цифровых технологий в различных областях деятельности предприятий. Одной из существенных экономических составляющих результата внедрения технологий Индустрии 4.0 в области организации технического обслуживания и эксплуатации динамического оборудования является сокращение затрат на ТОиР за счет:

- планирования сроков и объемов ТОиР;
- оптимизации затрат на ТОиР;
- перехода на более эффективные стратегии ТОиР;
- оптимизации склада запасных частей.

Наиболее полную информацию для планирования ТОиР получают от стационарных и переносных систем вибрационного диагностирования, реализующих технологии раннего диагностирования и прогнозирования технического состояния оборудования. Это дает возможность выполнять обслуживание и ремонт по типу предиктивного обслуживания: не по заранее запланированному графику, а когда в нем возникает необходимость, а также избегать

«внезапных» аварийных ситуаций. Благодаря такой системе, с одной стороны, не тратятся средства на избыточные ремонтные работы, а с другой – снижается вероятность внепланового простоя, вызванного неожиданным отказом.

Настоящая статья посвящена теме организации эксплуатации, диагностирования и ремонта динамического оборудования крупных промышленных предприятий по фактическому техническому состоянию, а также вопросу внедрения предиктивного обслуживания во исполнение требований и рекомендаций ГОСТ Р 55.0.01-2014 / ИСО 55000:2014 в части разработки, внедрения, поддержания в работоспособном состоянии и улучшения системы управления активами.

Применение на предприятии стационарных и мобильных средств контроля и диагностирования позволяет проводить систематическую оценку технического состояния динамического оборудования, что дает возможность поэтапно перейти от системы ППР к системе эксплуатации и ремонта по фактическому техническому состоянию (ОФС) и предиктивному обслуживанию.

Решения АО «Промсервис»

Группа компаний АО «Промсервис» является ведущим отечественным разработчиком и поставщиком интеллектуальных систем вибродиагностики, более 30 лет производит средства диагностирования, обеспечивает их внедрение и техническое сопровождение, разрабатывает и адаптирует методики диагностирования, а также выполняет оценку зрелости промышленного предприятия в части диагностирования. Далее будут рассмотрены разработки и методы компании, позволяющие перевести предприятие к системе ремонта оборудования по фактическому состоянию.

Модели организации ТОиР различаются количеством измеренных на оборудовании характеристик, их качеством и степенью использования в период эксплуатации. С учетом уровня использования данных можно определить уровень развития технического обслуживания на предприятии:

- мониторинг позволяет по измеренным данным определить момент превышения параметрами их пороговых значений, принять меры по предотвращению отказа оборудования;
- диагностирование дает возможность производить обслуживание по фактическому техническому состоянию, учитывать техническое состояние оборудования для корректировки сроков и объемов ТОиР;
- прогнозирование и моделирование позволяют внедрить предиктивное обслуживание с его преимуществами.

Казалось бы, для безаварийной эксплуатации оборудования можно ограничиться мониторингом, который предоставляет исчерпывающую информацию. Но гораздо эффективнее будет использовать автоматическое определение технического состояния оборудования по данным, полученным как стационарными, так и мобильными средствами измерения.

Рассмотрим пример. В паросиловом цехе металлургического комбината имеется проблема: на нагнетателях газоочистки продукты сгорания налипают на лопасти рабочего колеса, из-за чего даже после частых текущих ремонтных и виброналадочных работ вибрация довольно быстро достигает аварийных показателей и оборудование приходится останавливать. В декабре 2016 года нагнетатель был оснащен стационарной системой вибродиагностирования «САДКО» (АО «Промсервис»), и сразу же система начала указывать на развитие дефекта «Дисбаланс рабочего колеса» (тренд на рис. 1).

Оперативный персонал, контролируя развитие дисбаланса рабочего колеса и рост общего уровня вибрации, подобрал оптимальную периодичность промывки, позволяющую не доводить вибрационное состояние нагнетателя до аварийно опасных показателей. Особенно важно, что диагностирование выполняется автоматически, с заданной периодичностью по показаниям стационарной системы, а результат выдается своевременно. Специалист НК выполняет плановые обследования значительно реже, а для постановки диагноза без средств автоматизации ему требуется существенно больше времени.

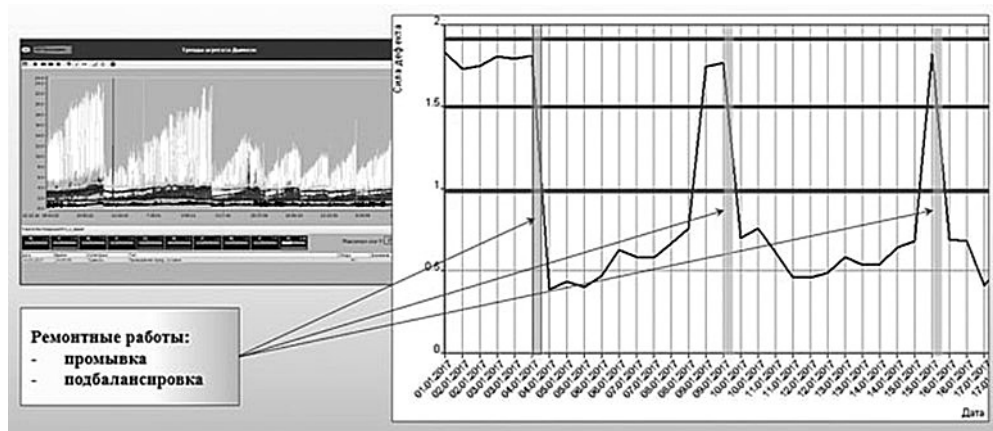


Рис. 1. Тренды технологических параметров и тренд развития дефекта «Дисбаланс рабочего колеса»

Все элементы стационарной системы «САДКО» (рис. 2), начиная от датчиков и заканчивая средствами комплексного диагностирования и интеллектуальной защиты, поставляются в варианте, наиболее приемлемом и полезном для заказчика. В том числе предлагаются дополнительные опции: балансировка валов в собственных опорах по показаниям стационарной системы, анализ режима «разгон-выбег», подсчет наработки разных типов, автоматизация процессов ТОиР и т. п.

Система «САДКО» имеет дружелюбный, интуитивно понятный интерфейс и предоставляет понятные, полностью русифицированные и удобные в использовании инструменты (от графического представления до речевых сообщений),

которые позволяют управлять процессом контроля текущего состояния оборудования и прогнозирования, оптимизировать режимы технологического процесса, предотвращать внеплановые и аварийные остановки (рис. 3).

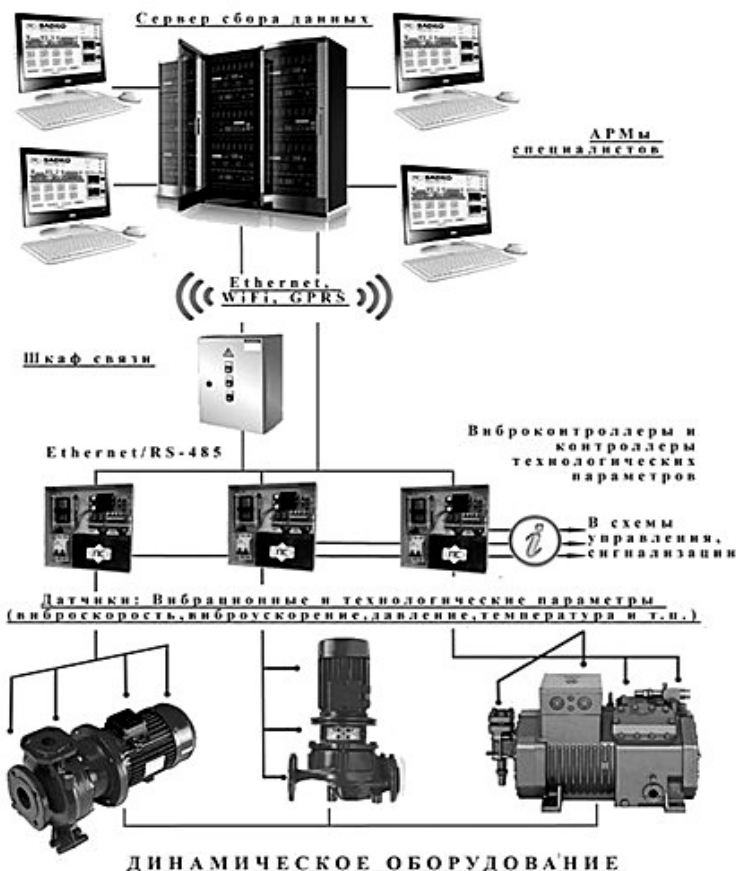


Рис. 2. Схема организации системы «САДКО»

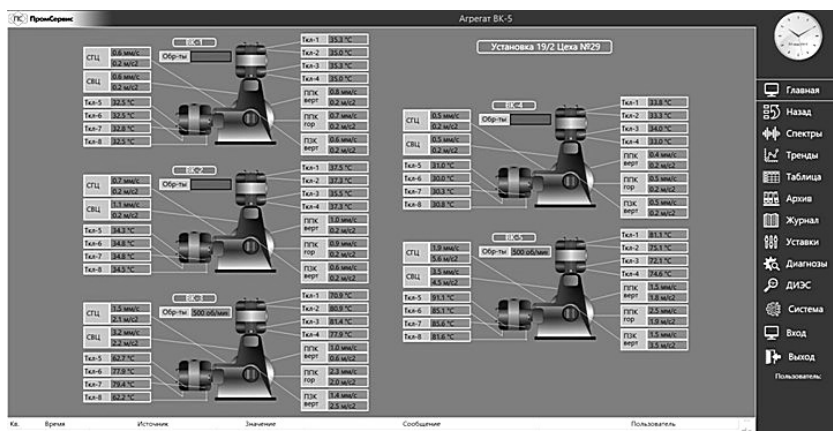


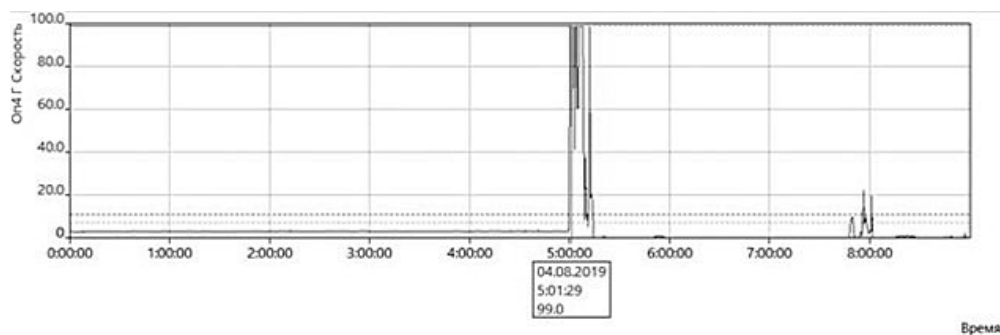
Рис. 3. Общий вид окна «МОНИТОР» в системе «САДКО» на примере установки одного из нефтеперерабатывающих заводов

Открытая архитектура баз данных позволяет легко экспортировать данные, полученные «САДКО», во внешние информационные и управляющие системы предприятия-заказчика с помощью стандартных средств. Любые данные, полученные прочими измерительными системами, принимаются напрямую или с использованием шлюзов, хранятся и анализируются по диагностическим методикам «САДКО».

Другой пример демонстрирует, как с помощью автоматизированных систем можно предотвратить «неожиданные» аварийные ситуации. Практически каждый специалист, занимающийся эксплуатацией динамического оборудования, может вспомнить случай, когда данные мониторинга не показывали развития дефекта, а инцидент происходил «внезапно». Такое происшествие имело место на одной из ТЭЦ России.

Даже за час до останова штатные средства мониторинга параметров вибрации и температуры не фиксировали превышения уставок – не только аварийных, но и предупредительных. Резкий скачок вибрации произошел около 5 часов утра 4 августа 2019 года, тогда же начался быстрый рост температуры (рис. 4). Останов дутьевого вентилятора ДВ 8 был выполнен в 5:15. По данным диагностирования, выполненного силами установленной на этом агрегате системы «САДКО», нарастание дефекта подшипника просматривалось почти за месяц до достижения им критического уровня (рис. 5). Персонал был готов к возможному отказу, и меры были приняты своевременно.

Конечно, силами «ручного» диагностирования, выполняемого специалистом НК посредством мобильных средств, такие тренды дефектов получить сложно: слишком много усилий требуется потратить на один агрегат, а таких агрегатов на предприятии десятки и сотни. Автоматическое диагностирование по параметрам, измеряемым стационарными системами, дает несоизмеримо больше информации. По этой причине на ответственные агрегаты, переводимые на предиктивное обслуживание, необходимо устанавливать полноценные системы автоматического диагностирования, которые не просто указывают состояние агрегата «хорошо/допустимо/плохо», но и определяют перечень конкретных имеющихся и зарождающихся дефектов, позволяют отследить их развитие, вовремя принять соответствующие меры.



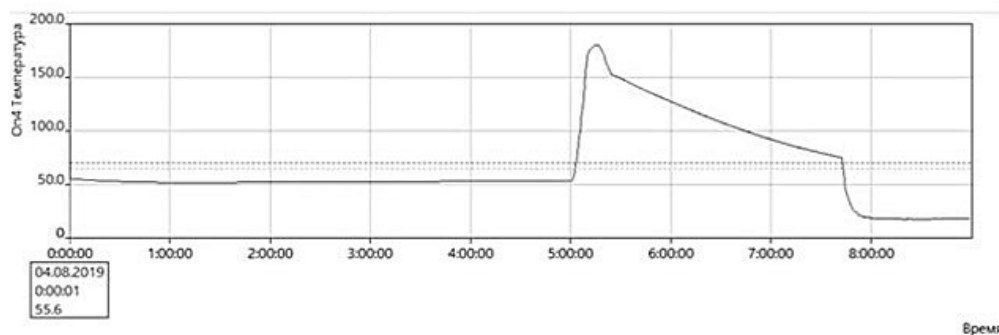


Рис. 4. Тренды виброскорости (вверху) и температуры (внизу)

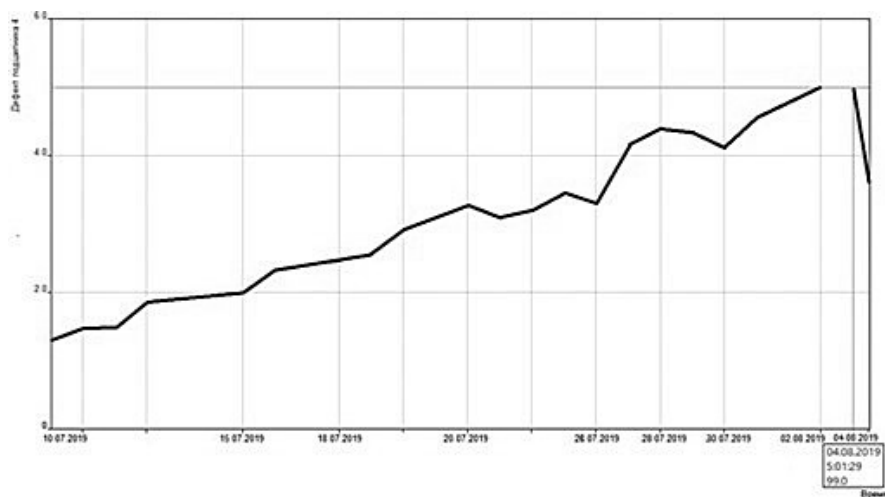


Рис. 5. Тренд развития дефекта подшипника

Для выполнения диагностирования в автоматическом режиме требуется иметь развитые математические модели проявления неисправностей динамического оборудования. Однако наряду с ними система автоматического диагностирования должна иметь возможность непрограммной настройки этих моделей на конфигурации агрегатов конкретной конструкции. Программное обеспечение «ДИЭС» (АО «Промсервис») выполняет автоматическую настройку расчетных моделей диагностирования по нескольким конфигурационным параметрам. При диагностировании выполняется автоматизированная адаптация моделей к разным режимам работы оборудования, производится прогнозирование времени безаварийной работы агрегата. Может быть определен остаточный ресурс. Подключаются источники данных разных производителей, стационарные и мобильные.

Автоматизированное выполнение измерений и автоматическая постановка диагноза позволяют даже неискушенному пользователю сразу же начать работы по определению технического состояния динамического оборудования, развивая навыки диагностирования в процессе освоения многофункционального инструмента – экспертной системы автоматического диагностирования «ДИЭС».

«ДИЭС» – это современный уникальный программный комплекс в сетевом исполнении, объединяющий функции сбора, хранения, анализа, отображения диагностической информации разного рода: измеренной переносными виброанализаторами, полученной от стационарных систем разных производителей, импортированной из сторонних информационных и измерительных систем, например Bently Nevada 3500, SAP ERP, INFOR, RealMaint и т. п. Кроме того, данное ПО позволяет работать с переносными приборами отечественных и зарубежных производителей (OneproD Falcon; Агат, Топаз, Кварц, Оникс; STD 3300, STD 500; VibroVision и т. п.) (рис. 6).

Основные задачи платформы «ДИЭС» – аккумулярование и расширение возможностей используемой аппаратуры мониторинга (переносной и стационарной), расширение возможностей пользовательского и экспертного анализа, внедрение передовых методик и технологий обработки данных, развитие эффективного механизма взаимодействия между участниками ТОиР: руководителями эксплуатационного и ремонтного персонала, диагностических служб и т. п. Внедрение этой платформы позволяет повысить надежность эксплуатации, безопасность, эффективность обслуживания и ремонта всего парка оборудования.



Рис. 6. Переносные виброанализаторы, работающие с ПО «ДИЭС»

В автоматическом режиме распознаются следующие неисправности:

- дисбаланс и несоосность валов;
- дефекты подшипников скольжения (7 видов);
- дефекты подшипников качения (14 видов);
- дефекты зацепления зубчатых передач (4 вида);
- незакрепленность агрегата на фундаменте, отсутствие жесткости отдельной опоры;
- дефекты муфт, рабочих колес;
- дефекты электромагнитной системы электрических машин (9 видов).

На рис. 7 представлены два рабочих окна программы «ДИЭС», на рис.8 – некоторые возможности стационарной системы мониторинга и диагностирования «САДКО».

Совершенно ясно, что в условиях непрерывного производства, когда простой рабочей установки вызывает серьезные финансовые потери, значительно выгоднее предвидеть и своевременно предотвратить отказ оборудования. Сегодня существуют эффективные технические решения, позволяющие это сделать.

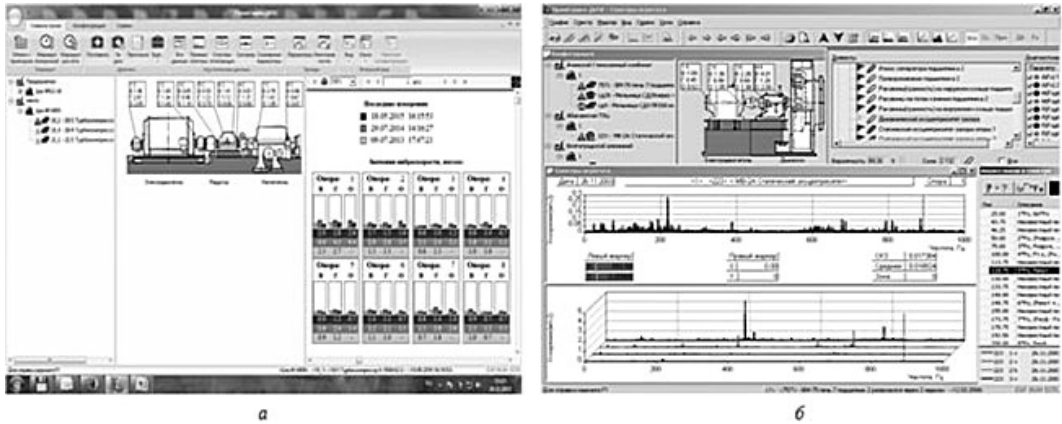


Рис. 7. ПО «ДИЭС»: а – общий вид рабочего окна;
б – окно многофункционального анализатора виброакустической информации

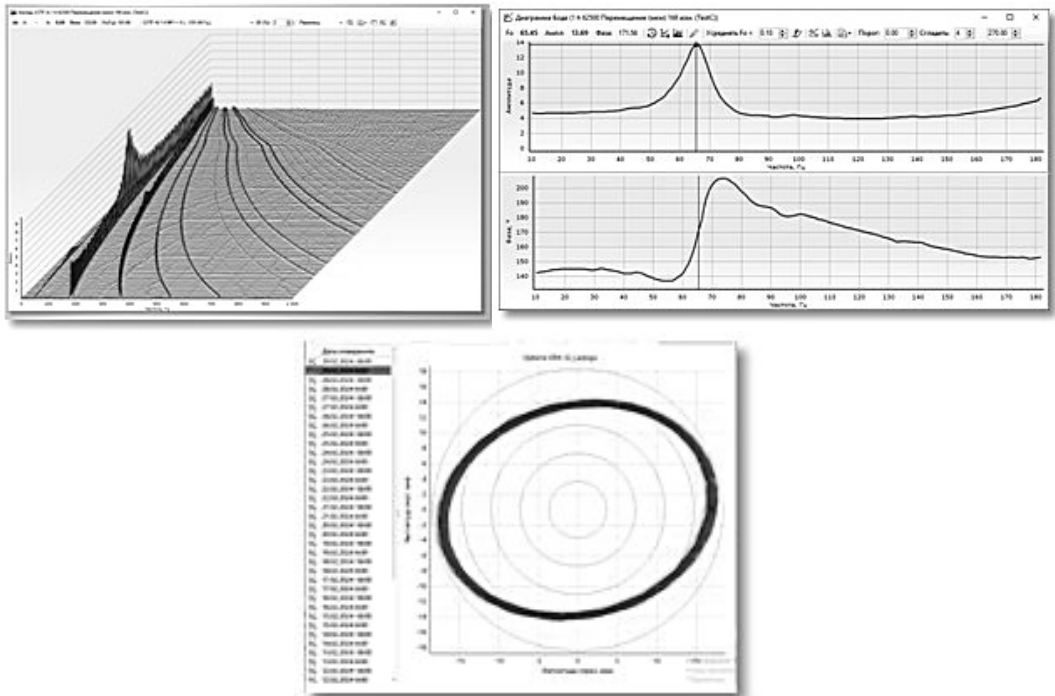


Рис. 8. ПО «САДКО»

Специалисты АО «Промсервис» в зависимости от реальной ситуации на предприятии и его оснащённости средствами диагностирования подбирают наиболее подходящий сценарий внедрения технологий проактивного обслуживания оборудования: от замены устаревших локальных диагностических систем до организации многоуровневой и многопользовательской распределенной системы, интегрированной с существующими системами мониторинга и управления. Одновременно разрабатывается и внедряется полный пакет нормативно-методической документации.

УДК 621.515

ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЕ СМЕННЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ИНОСТРАННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

А.Н. Любимов, Е.Г. Купченко

**ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Ленинградская обл., пос. им. Свердлова, Россия
kupchenko@entechmach.com**

Основными направлениями деятельности фирмы является производство компрессоров, сменных проточных частей, а также модернизация существующих центробежных компрессоров для химических, нефтехимических, металлургических и других производств.

В докладе приведены примеры модернизации проточной части центробежных компрессоров иностранных производителей.

Модернизация трёхкорпусного компрессора синтез-газа фирмы Dresser Rand в существующих корпусах направлена на повышение производительности на 30% с целью и повышение эффективности проточной части (увеличение политропного КПД). Потребляемая мощность модернизированного компрессора на сопоставимых режимах на ~20% ниже, чем у штатного. Новая проточная часть всех трех секций компрессора устанавливается в существующие корпуса со штатными торцевыми крышками.

Модернизация двухкорпусного воздушного компрессора фирмы Hitachi в существующих корпусах направлена на повышение производительности на 35% и повышение эффективности проточной части (увеличение политропного КПД). Потребляемая мощность модернизированного компрессора на сопоставимых режимах на ~13% ниже, чем у штатного.

Накопленный опыт [1] позволяет выполнить замеры корпусов иностранных центробежных компрессоров, спроектировать новую проточную часть [2, 3], отвечающую современным требованиям, изготовить ее, смонтировать и ввести в эксплуатацию по результатам приёмочных испытаний. Таким образом осуществляется переход от иностранного производителя к отечественному,

который поставляет запасные части, проводит шефремонт и сопровождает изделие на этапах его жизненного цикла.

Список литературы

1. Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика, 2014. № 6. с. 12–20.
2. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1981. 351 с.
3. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. 232 с.

УДК 621.515

3D-СКАНИРОВАНИЕ КАК ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ЭТАП ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА ДЛЯ ОБРАТНОЙ РАЗРАБОТКИ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А.Н. Любимов, Е.С. Зайцева

**ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», Ленинградская обл., пос. им. Свердлова, Россия
zaytseva@entechmach.com**

Основными направлениями деятельности фирмы является производство компрессоров, сменных проточных частей, а также модернизация существующих центробежных компрессоров для химических, нефтехимических, металлургических и других производств.

В работе описан современный подход к обратной разработке изделия – 3D-сканирование и дальнейшее проектирование методом «сверху-вниз» от контрольной структуры ротора через 3D-модели к контрольной сборке ротора. Метод реализован в ПО NX при помощи параметрических моделей и ассоциативных связей.

3D-сканирование производится собственными мобильными сканерами Фирмы, которые можно транспортировать на место хранения оригинального ротора на производственной площадке Заказчика.

В работе приведены характеристики 3D-сканеров, особенности их работы и последующей обработки результатов сканирования в специализированном ПО.

Показан пример обратной разработки ротора иностранного производителя, при этом выполняются все необходимые расчёты включая газодинамику, прочность, критические частоты, посадки деталей. Потребность в запасных частях для иностранных центробежных компрессоров вызван технической безопасностью, как составляющей безопасности государства в целом.

Накопленный опыт [1] позволяет выполнить замеры роторов иностранных центробежных компрессоров, и спроектировать улучшенную проточную часть, отвечающую современным требованиям, изготовить его и ввести в эксплуатацию по результатам приёмочных испытаний. Таким образом осуществляется переход от иностранного производителя к отечественному, который поставляет запасные части, проводит шефремонт и сопровождает изделие на этапах его жизненного цикла.

Список литературы

1. Любимов А.Н., Евдокимов В.Е., Семаков А.В., Репринцев А.И. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика 2014. № 6. с. 12–20.

УДК 621.51:621.31

РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ АКТИВНОГО МАГНИТНОГО ПОДВЕСА ДЛЯ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Э.В. Сусликов¹, И.В. Фаляхов¹, Ш.Ш. Биктимеров¹, И.И. Мифтахов¹,
В.В. Котунов², А.В. Красноперов², С.Ю. Логинов²

¹АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия

²ООО «ВЭЛМА», Группа «ЭРГА», г. Калуга, Россия
eduard.suslikov@niitk.ru

Турбодетандерный агрегат (ТДА) – турбинная лопаточная машина непрерывного действия для охлаждения газа путем его расширения с совершением внешней работы. Турбодетандер, работающий на перепадах давления, позволяет получать механическую и электрическую энергию.

Турбодетандерные агрегаты нашли широкое применение в различных отраслях промышленности: турбодетандеры низкого, среднего и высокого давлений для воздухоразделительных установок и ожижителей азота, парожидкостные турбодетандеры для различных технических газов, турбодетандеры для ожижителей водорода, турбодетандеры для криогенных гелиевых установок, турбодетандерные агрегаты для природного газа, турбодетандеры-генераторы для энергосберегающих технологий.

По температурным диапазонам ТДА подразделяются на среднетемпературные, низкотемпературные и криогенные.

По рабочему газу ТДА подразделяются на работающие на чистых невзрывоопасных газах (азот, гелий и др.) и работающих на технологических взрывоопасных газах (природный газ, ПНГ и др.).

По назначению ТДА подразделяются на:

- Холодильные (низкотемпературные) ТДА предназначены для получения глубокого холода в установках подготовки и переработки природного газа.
- Энергетические ТДА (детандер-генераторные агрегаты) предназначены для выработки электроэнергии путем рекуперации энергии избыточного давления природного газа на узлах его редуцирования - газораспределительных станциях (ГРС), на газораспределительных пунктах (ГРП) тепловых электростанций и крупных промышленных предприятий.

В энергетике ТДА применяются в меньшей степени, наиболее перспективной являются холодильные ТДА для нефтегазового сектора в установках низкотемпературной сепарации газов.

Технологические схемы низкотемпературной сепарации (НТС) с ТДА в последнее время получили широкое распространение в газовой отрасли. В отечественной газовой отрасли продолжается активное внедрение ТДА в промысловые технологии подготовки газа. Массовое использование ТДА обусловлено возможностью достижения значительно более низких температур по сравнению с дроссельной или эжекторной технологиями при том же перепаде давления. Проводя анализ полученных заявок на участие в разработке ТДА и поставке, говорит о том, что потребность в ТДА последнее время стремительно растет.

Конструктивно ТДА состоит из корпуса (статорной части) и ротора – вала с насаженными колесами турбины (детандера) и компрессора. В качестве турбинной ступени может применяться центростремительное (радиально-осевое) колесо, либо осевое колесо. В качестве компрессорной ступени чаще всего выступает центробежное колесо. В качестве входного устройства может использоваться входной регулирующий аппарат (ВРА) либо нерегулируемый аппарат.

Различают две основные схемы ТДА: исполнение с активными магнитными подшипниками и масляными подшипниками скольжения.

Масляные подшипники чаще всего применяются для невзрывоопасных газов, а также для детандер-генераторов. В данном случае применяется система смазки, работающая при атмосферном давлении. Для взрывоопасных газов масляные подшипники применимы, однако маслосистема соединена с газовым контуром (чаще всего с линией входа в компрессор) и находится под избыточным давлением рабочего газа.

Активные магнитные подшипники (АМП) – это управляемое электромагнитное устройство, которое удерживает вращающуюся часть машины (ротор) в заданном положении относительно неподвижной части (статора). Конструктивно АМП состоит из двух основных частей – электромеханической части и электронной части. Электромеханическая часть включает в себя радиальный опорный подшипник со стороны турбины, радиальный опорный под-

шипник со стороны компрессора, осевой подшипник, датчики положения и частоты вращения ротора. Электронная часть АМП выполнена в виде шкафа управления магнитными подшипниками (ШУМП).

Применение активных магнитных подшипников является экономически целесообразным и наиболее предпочтительным решением в турбодетандерной технике, которое обусловлено следующими факторами:

- отсутствие маслосистемы, наличие которой усложняет конструкцию агрегата и его эксплуатацию;
- исключение узлов механического трения (отсутствие износа);
- уменьшение трудоемкости проведения технического обслуживания;
- снижение затрат на содержание и эксплуатацию;
- высокая готовность к быстрому запуску ТДА;
- встроенные датчики мониторинга ротора ТДА (температуры, осевого смещения, радиального виброперемещения) отображающие работу АМП в шкафу управления МП;
- возможность корректировки динамики роторных систем, связанные с обеспечением допустимых вибраций в опорах (управляемые жесткость и демпфирование). Разрез сменной проточной части ТДА представлен на рисунке 1.

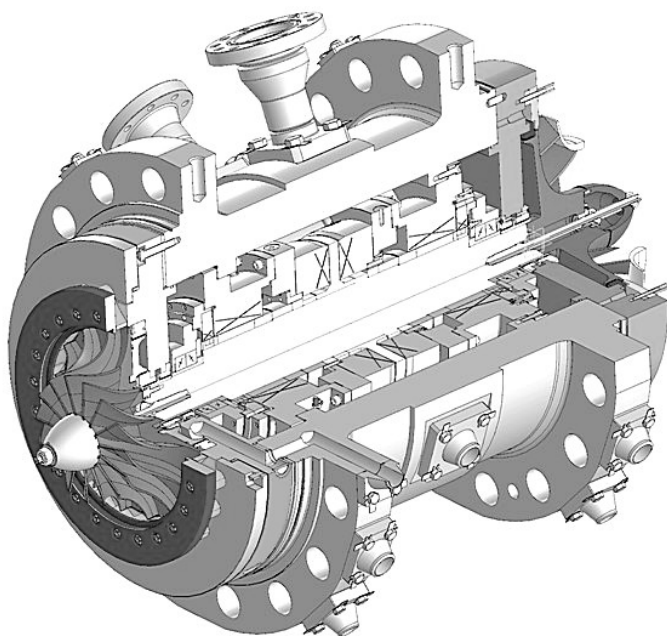


Рис. 6. Переносные виброанализаторы, работающие с ПО «ДИЭС»

Мировым общепризнанным лидером по производству систем АМП является фирма SKF (Франция). АО «НИИТурбокомпрессор» имеет большой опыт применения АМП производства фирмы SKF на проектах ЦКУ и ТДА. Стоит отметить и отечественных производителей АМП это ОАО «Корпорация

«ВНИИЭМ», ПАО «Газпром автоматизация», ЗАО "РЭП Холдинг, которые успешно внедряли системы АМП в проектах ГПА, однако до последнего времени не имели опыта внедрения для ТДА.

После ухода компании SKF с рынка РФ, была вызвана необходимость создания отечественной системы АМП для ТДА, не уступающей импортным аналогам. В связи с этим была поставлена задача в максимально короткие сроки создать отечественный аналог АМП для ТДА, не уступающий иностранным образцам, с последующим созданием рабочего образца. В качестве основного поставщика АМП была выбрана фирма ПАО «Газпром автоматизация», а в качестве альтернативного разработчика фирма ООО «ВЭЛМА» (входит в ГК «ЭРГА»), которая в рамках НИР также должна была создать рабочий образец и провести испытания АМП в составе ТДА.

В 2022 г. была открыта тема НИР по разработке и изготовлению опытного образца комплекта активных магнитных подшипников для ТДА.

Цель НИР: Создание полнокомплектных активных магнитных подшипников с механическими деталями и узлами, а также шкафом управления магнитными подшипниками. АМП должны быть разработаны и изготовлены на высоком техническом уровне, соответствующем наиболее передовым достижениям техники и технологии.

В рамках НИР планировалось разработать и изготовить электромагнитные подшипники в картриджном исполнении с привязкой к имеющейся сменной проточной части и шкаф управления магнитными подшипниками аналогично разработке фирмы SKF. АМП должны быть конкурентоспособными с другими отечественными разработками по данной тематике.

Работы по данной НИР курировались специалистами АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа».

НИР с ООО «ВЭЛМА» планировалось выполнить в нескольких этапах:

- обсуждение требований ОЛ и обмен опытом разработки и эксплуатации систем АМП;
- получение и согласование конструкторской документации от разработчиков;
- изготовление на производственных базах поставщиков образцов АМП с промежуточными испытаниями и отладки технологии изготовления;
- сборка и наладка систем на производственной площадке АО «Казань-компрессормаш»;
- проведение испытаний систем АМП;
- анализ результатов испытаний систем АМП.

Исходными данными для проектирования были габаритные размеры и определенные технологическим процессом нагрузочные характеристики. Так было определено максимальное усилие в осевом направлении 45000Н, в радиальном 6000Н на каждый электромагнит. Исходя из данных условий проведены расчеты геометрии электромагнитов и обмоточных данных.

Важным этапом проектирования является проверка аналитических расчетов компьютерным моделированием методом конечных элементов. Это позволяет не только проверить расчеты, но и получить более полные данные, например, учет всех геометрических особенностей электромагнитов, неравномерность распределение магнитных полей, возможное насыщение некоторых участков магнитопроводов и т.д. Результаты компьютерного моделирования осевого и радиальных магнитов представлены на рисунке 2.

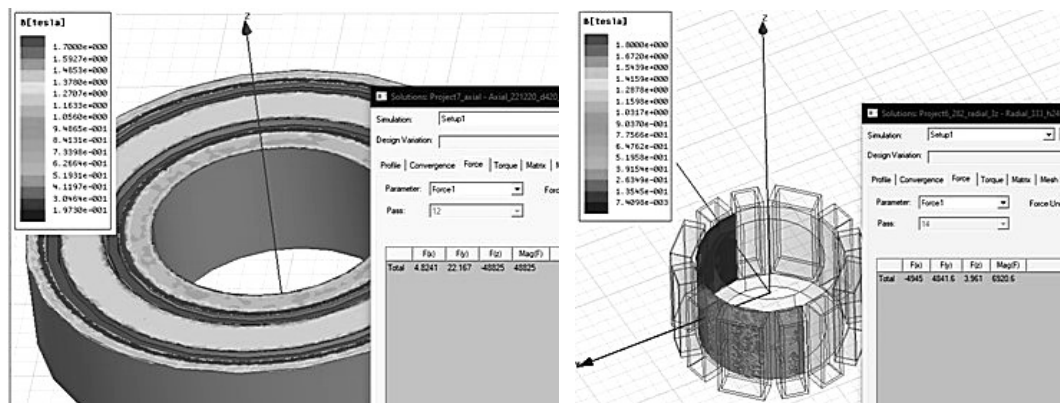


Рис. 2. Моделирование АМП методом конечных элементов

При проектировании роторов на АМП важным оказывается значение изгибных колебаний ротора. Если частота вращения достигает частоты изгибных колебаний возникают резонансные явления, которые влияют на систему управления и могут привести к потере устойчивости АМП. Поэтому большинство роторов проектируются исходя из условия работы на докритических скоростях вращения. Этого можно добиться за счет изменения ряда факторов: материала, геометрии, компоновки, технологии изготовления ротора. В нашем случае также проводился расчет критической частота минимальных изгибных колебаний ротора, которая составил 404,3 Гц, что превышает максимальную частоту вращения с достаточным запасом. Модель ротора для расчета изгибных колебаний представлена на рисунке 3.

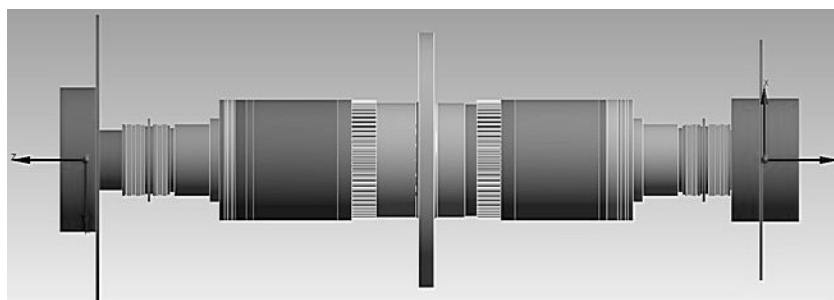


Рис. 3. Полная модель ротора

Следует обратить внимание на то, что анализ методом конечных элементов позволяет задавать как свойства материалов, так и контактные взаимодействия между составными частями, что позволяет определять резонансные частоты с достаточной степенью точности.

По результатам расчетов были спроектированы и изготовлены 2 модуля, содержащих 2 радиальных (по двум осям), 1/2 осевого АМП (действующего в одном направлении), индуктивные датчики положения, датчик скорости и страховочный подшипник (рис. 4).



Рис. 4. Модули АМП

Страховочные подшипники обеспечивают выбег ротора до его полной остановки в случае аварийного сбоя в системе управления, а также удерживают его при отключении АМП. Между внутренним кольцом подшипника и страховочной втулкой вала имеется зазор в 0,18 мм, поэтому в нормальном режиме работы АМП они не вращаются. В качестве подшипника применен радиально упорный шарикоподшипник с керамическими шариками, не требующий смазки.

Для АМП неотъемлемой частью является система управления, которая должна соответствовать спроектированной электромеханической части. Главным образом блок управления должен обеспечить корректное управления токами электромагнитов, датчики положения должны обладать достаточной чувствительностью и быстродействием. Используя имеющиеся наработки, был спроектирован шкаф управления магнитным подвесом (рис. 5), исходя из соответствующих токовых нагрузок.

На лицевую панель выводится основная информация о состоянии АМП, кроме того по аналоговым каналам 4-20 мА и цифровому каналу Modbus TCP данные по положению, виброперемещению, удлинению, частоте вращения ротора, температурам, токам электромагнитов передаются на си-

стему автоматического управления верхнего уровня. Управлять системой АМП возможно либо с панели оператора, либо дистанционно используя САУ верхнего уровня.



Рис. 5. Шкаф управления магнитным подвесом ООО «ВЭЛМА»

Система управления также имеет следующие функции:

- отображение орбит вращения ротора;
- возможность снятия частотных характеристик;
- ведение журнала событий.

Структурная схема системы АМП представлена на рисунке 6.

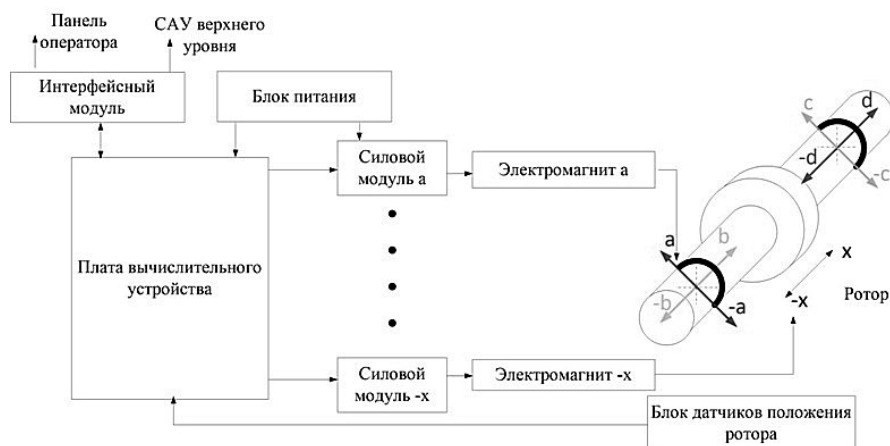


Рис.6. Структурная схема спроектированной системы управления

Важной особенностью данной системы управления является алгоритм компенсации дисбаланса ротора при его вращении на высоких скоростях. Данный алгоритм позволяет ротору самоцентрироваться относительно собственной оси инерции при минимальных токах, которая при наличии дисбаланса полностью не совпадает с геометрической осью. При этом необходимым является определения мгновенного значения угла поворота вала. Угол определяется с помощью датчика скорости. После включения алгоритма компенсации дисбаланса регулятор не реагирует на синхронные с оборотной частотой колебания, а обрабатывает только общее смещение вала. Это позволяет снизить токи в электромагнитах, уменьшить виброперемещения ротора, вибрации статора. Экспериментальные графики перемещений ротора до и после включения алгоритма компенсации дисбаланса представлены на рисунке 7.

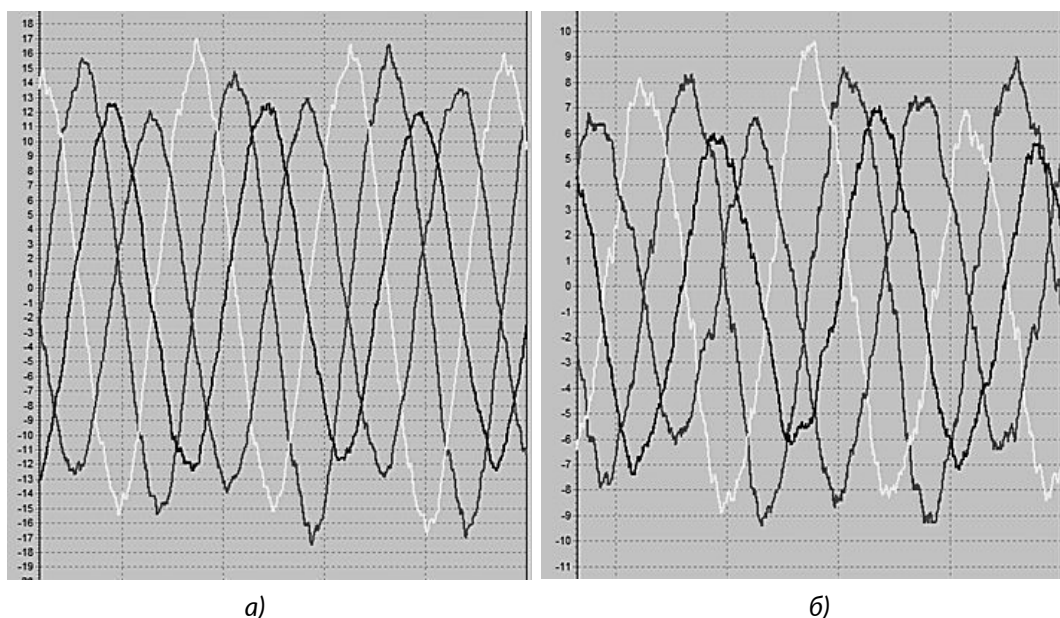


Рис.7. Экспериментальные графики перемещений ротора на частоте вращения:
(а) – 3835 об/мин; (б) – 4078 об/мин

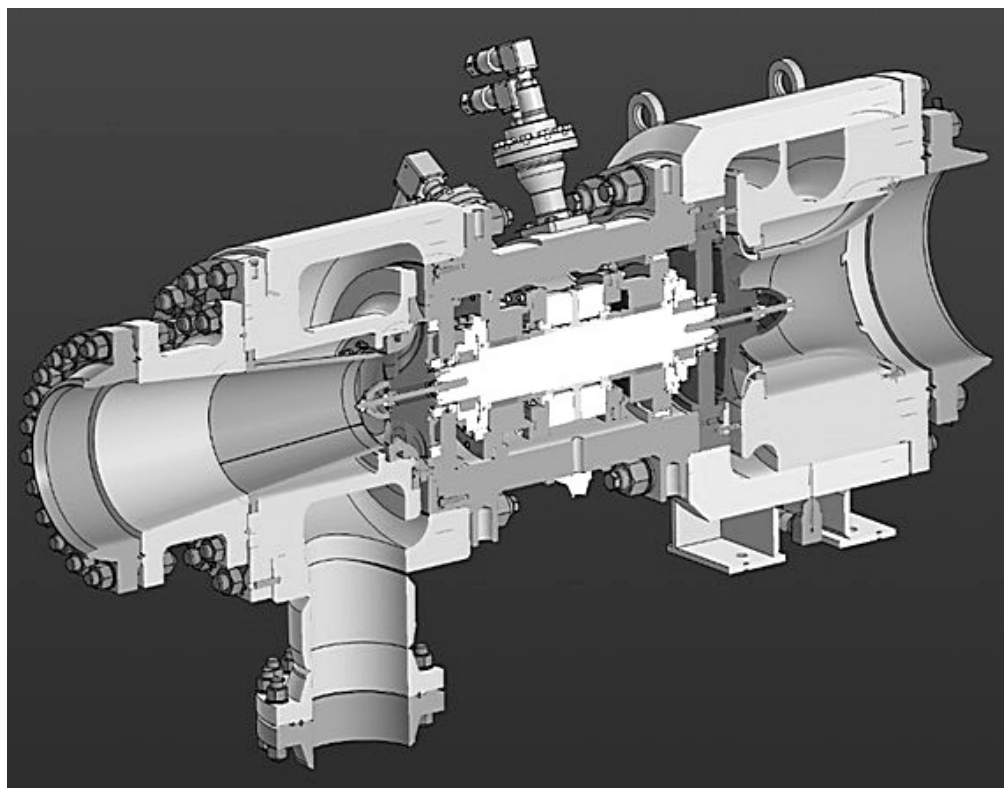
По горизонтальной оси отложено время, по вертикальной – смещение ротора в мкм: красный по оси «а», желтый по оси «b», зеленый по оси «с», синий по оси «d».

Измерения положения ротора производятся встроенными индуктивными датчиками собственного производства и передаются на экран панели шкафа управления. Включение алгоритма компенсации дисбаланса происходит на скорости 4000 об/мин. Как видим, после включения алгоритма компенсации уменьшается виброперемещение.

Следует отметить, что по мере накопления опыта в проектировании и изготовлении АМП разрабатываются собственные методики проведения расчетов, математического и компьютерного моделирования. Возможность

изготовления непосредственно активных магнитных подшипников и электронной системы управления на одном предприятии позволяет подходить комплексно к решению поставленных задач. При этом и АМП, и электронная системы управления, и программное обеспечения являются полностью собственной разработкой. Это позволяет предлагать продукцию для решения широкого круга задач, сократить сроки изготовления и гибко реагировать на запросы заказчика.

После изготовления и наладки проводились испытания АМП двух образцов, изготовленных ПАО «Газпром автоматизация» и ООО «ВЭЛМА», в составе турбодетандерного агрегата МТДА-15,1-5,6-МП УХЛ 1 на стенде испытательного комплекса АО «Казанькомпрессормаш» совместно с сотрудниками АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» и представителями поставщиков АМП (рис. 8).



*Рис.8. МТДА 15,1-5,6 МП УХЛ 1 разработки
АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»*

Целью стендовых испытаний являлось подтверждение основных параметров, указанных в техническом задании на систему АМП (Таблица 1).

Таблица 1. Основные технические параметры ТДА для проектирования АМП

Номинальная частота, об/мин	10600
Максимальная продолжительная частота вращения, об/мин	12050
Фактическая располагаемая максимальная осевая нагрузка на осевой магнит от процесса, Н	±22500
Максимальная грузоподъёмность осевого магнита, Н	±45000
Качество балансировки (без элементов МП) г·см	5,5
Температура при эксплуатации в зоне установки подшипников, °С	140
Предупредительные уставки перемещения ротора в радиальном направлении, мкм	75
Предупредительные уставки перемещения ротора в осевом направлении, мкм	75
Предупредительные уставки удлинения ротора, мкм	180

Испытаниям подвергались АМП в составе СПЧ турбодетандерного агрегата со штатной трубопроводной обвязкой, в сборе с корпусами компрессора и турбины, с приводом соплового аппарата, стендовой (с элементами штатной) системой автоматизации (штатные первичные датчики).

Результаты испытания подтвердили расчетные зависимости и продемонстрировали соответствие показателей АМП требованиям ТЗ во всех режимах работы.

Экспериментальные исследования полностью подтвердили корректность расчётных моделей теоретической части НИР и позволяют с уверенностью говорить о возможности участия в проектах по поставке ТДА различного назначения и сложности, с широким диапазоном по параметрам применения.

Выводы

1. Разработаны и успешно апробированы основные технические решения по проектированию и применению АМП в ТДА.
2. Спроектированная система АМП обеспечивает высокий уровень эффективности в диапазоне её применения на уровне известных мировых аналогов, по следующим показателям:
 - качество управления;
 - технологичность производства;
 - энергопотребление;
 - используемые интерфейсы, ПО и компонентная база;
 - применение дополнительных возможностей, обусловленных наличием системы управления АМП.
3. Подготовлена теоретическая основа для дальнейшего проектирования турбодетандерных агрегатов на АМП.
4. Экспериментально подтверждены методики расчета, моделирования, проектирования.
5. На основе полученных результатов может быть сформирован типоразмерный ряд модулей АМП для ряда ТДА разработки АО «НИИтурбокомпрессор».

6. Создано и испытано два рабочих образца АМП в большинстве своём не уступающие по характеристикам современным импортным аналогам.

Краткое сравнение исполнений АМП приведено в таблице 2.

№	Наименование	Поставщики АМП		
		SKF	ПАО «Газпром автоматизация»	ООО «ЭРГА»
1	Комплект поставки	полнокомплектная поставка	ШУМП – поставка ГА; Электромеханические части - АО «Корпорация ВНИИЭМ»; ШП (шкаф преобразователя) и блоки датчиков – поставка ООО "ТД "Технекон"; Страховочные подшипники – отсутствуют в поставке	полнокомплектная поставка
2	Комплектующие	импортные	~ 90% - отечественные комплектующие	30% - отечественные, 70% - импортные
3	Габариты шкафов ШхГхВ, мм	1003х601х2207 конструктивно разделен на две части: ШУМП и шкаф питания	ШУМП: 815х645х2180 ШП: 600х229х860	800х400х1558
4	Исполнение МП	картриджное	картриджное	картриджное
5	Наличие панели оператора на ШУМП с выводом информации по АМП (мониторинг)	да	да	да
6	Блочное исполнение усилителей мощности для обеспечения взаимозаменяем-и	да	да	Нет (в проработке)
7	Функциональные возможности ШУМП: А) компенсация дисбаланса; Б) отображение орбит; В) построение частотных хар-к; Г) журнал событий	А) да Б) да В) да Г) да	А) да Б) да В) да Г) да	А) да Б) да В) нет (в проработке) Г) да
8	ВНС-разъемы для подключения приборов вибродиагностики	Да (в ШУМП)	да (отдельный модуль для подключения в ШП)	Отсутствует (в проработке)
9	Сертификация системы АМП как средства измерения	да	да	в процессе получения сертификата

Опыт создания АМП и результаты НИР в дальнейшем будут использоваться для проектирования современных компрессорных и энергетических систем, что позволяет выйти на новый уровень создания эффективной отечественной дотандерной, компрессорной, энергетической и другой техники в нашей стране.

Список литературы

1. Ю.Н. Журавлев. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб. Политехника, 2003. – 206 с.
2. Э.В. Сусликов, А.В. Андрианов, В.А. Максимов. Анализ динамики валопровода стенда газодинамических испытаний малорасходных ступеней ЦК // Проектирование и исследование компрессорных машин: Сб. науч. трудов под ред. докт. техн. наук, проф., АН РТ И.Г. Хисамеева, вып.6\ ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казань, 2009. – 422 с.
3. Экспериментальные исследования ряда модельных турбинных ступеней: Отчет о НИР / АО НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа. – №4500-23. – Казань, 2021. – 89 с.

УДК 621.313:621.318

ВЫСОКОСКОРОСТНЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАШИНЫ ВЭЛМА® И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ

М.А. Бирюков, А.С. Двойнишев, В.В. Котунов, А.Е. Ливанов
ООО «ВЭЛМА», Группа «ЭРГА», г. Калуга, Россия
dvoinishhev@erga.ru

Расширение использования электромеханических преобразователей в самых различных областях техники стало одной из устойчивых тенденций последних десятилетий. В первую очередь наблюдается массовое распространение электрических машин (ЭМ), используемых как в роли электродвигателей (ЭД), так и в роли электрогенераторов (ЭГ).

В ООО «ВЭЛМА», г. Калуга более 10 лет ведутся работы по проектированию высокоэффективных синхронных электрических машин с возбуждением от постоянных высококоэрцитивных РЗМ магнитов, что привело к разработке линейки продукции ВЭЛМА® [1].

Преимущества ЭМ ВЭЛМА на постоянных магнитах:

- высокий КПД до 98,5%;
- надежная система возбуждения;
- возможность сухой системы смазки;
- минимальный вес, минимальные габариты;
- возможность прямого (безредукторного) привода.

При этом синхронные электродвигатели с постоянными магнитами обладают лучшими показателями, по сравнению с другими электродвигателями. На практике это находит применение там, где нужен равномерный, без провалов, крутящий момент, компактность и точность управления.

Базовые классы продукции ВЭЛМА®:

- высокоскоростные ЭМ (с окружной скоростью поверхности бандажа активной части ротора 100...250 м/с и более);
- высокомоментные (многополюсные) ЭМ – ЭД в транспортных применениях и в различных видах оборудования, ЭГ для транспорта, возобновляемых источников энергии и другого энергетического оборудования (пример – ВЭЛМА 350 на рисунке 1);
- компоненты ЭМ – высокоскоростные опоры, магнитные системы роторов, роторы и статоры ЭМ, магнитные муфты, магнитные редукторы-мультипликаторы, электронные блоки управления.

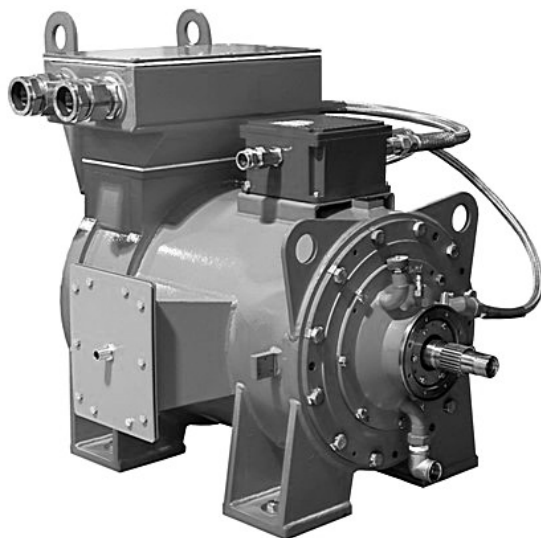


Рис. 1. ВЭЛМА 350

Высокоскоростные электрические машины (ВСЭМ) разрабатываются и изготавливаются для широкого спектра применений. В ряде конструкций использован принцип обратимости электрических машин, когда, в зависимости от режима работы, ЭМ выступает как в роли электродвигателя (привод / стартер), так и в роли электрогенератора. Примеры применения таких машин:

Микрогазотурбинные установки – МГТУ:

- МГТУ открытого цикла – микроэлектростанции для распределенной энергетики; стартер-электрогенератор в составе гибридной транспортной силовой установки с ГТД.
- МГТУ с замкнутым циклом Брайтона.
- МГТУ с замкнутым органическим циклом Ренкина (ОЦР).

На рисунке 2 представлена ВЭЛМА 100, разработанная для использования в составе МГТУ.

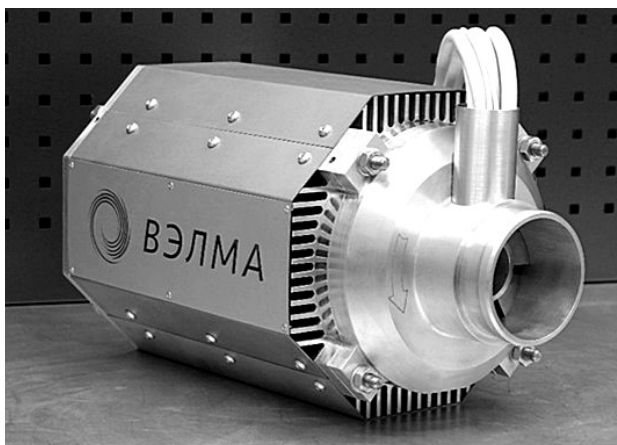


Рис. 2. ВЭЛМА 100

Турбоэлектрокомпрессоры:

- Турбоэлектрокомпрессоры для повышения эффективности газовых и дизельных электростанций.
- Турбоэлектрокомпрессоры для повышения эффективности ДВС (турбокомпаунды).
- Кинетические накопители энергии – КНЭ (маховики).
- Приводы для стендовых испытаний с регенерацией энергии при торможении.

В ряде применений используется одна из функций (ЭД или ЭГ) ВСЭМ. Высокоскоростные ЭД ВЭЛМА® нашли применение в качестве приводов для стендового оборудования, насосов, компрессоров, криогенных установок, турбохолодильников, воздуходувок и т.д. Высокоскоростные ЭГ ВЭЛМА® могут быть использованы в составе турбодетандера-генератора (ТДГ).

На рисунке 3 представлена ВЭЛМА 1000, разработанная для использования в качестве привода на испытательном стенде.



Рис. 3. ВЭЛМА 1000

На рисунке 4 представлена ВЭЛМА 450В, разработанная для использования на разгонном стенде, с рекуперацией энергии торможения.



Рис. 4. ВЭЛМА 450

На рисунке 5 – ВЭЛМА 1.5, разработанная для использования в качестве приводов серии турбомолекулярных насосов.

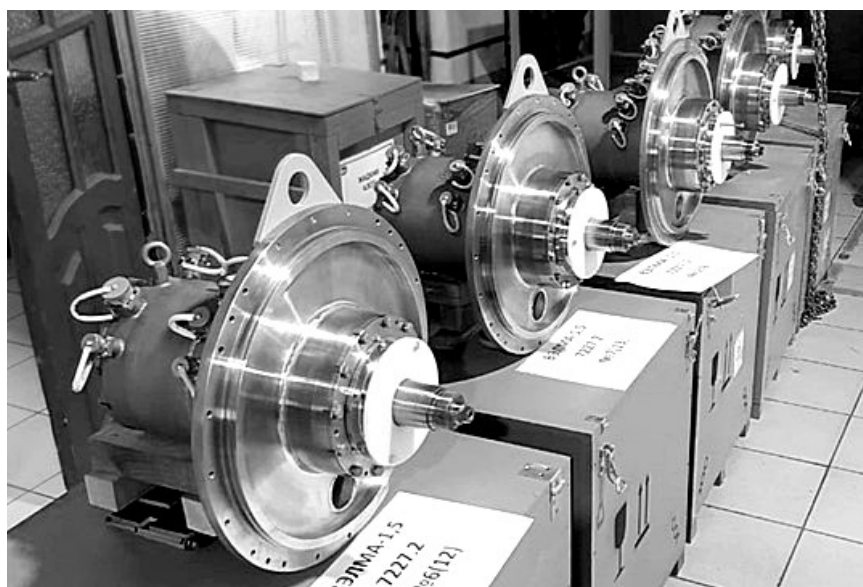


Рис. 5. ВЭЛМА 1.5

На рисунке 6 представлена ВЭЛМА 20, разработанная для использования в качестве привода компрессора для сжатия гелия в технологической линии.

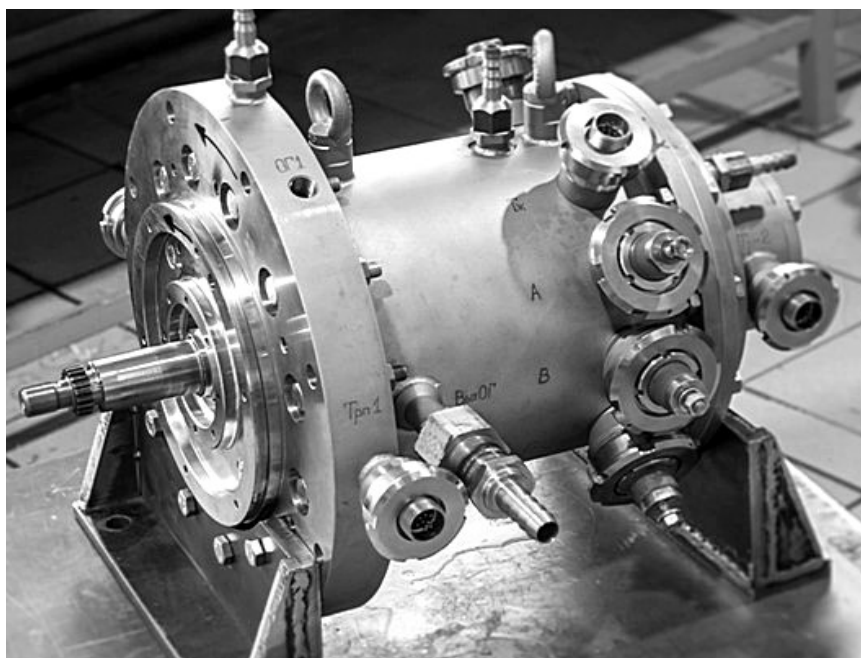


Рис. 6. ВЭЛМА 20

В таблице 1 представлены основные характеристики некоторых моделей электрических машин ВЭЛМА.

Таблица 1. Характеристики примеров моделей ЭМ ВЭЛМА

Модель	Номинальная мощность, кВт	Номинальная част. вращ., об/мин	Тип опор*	Назначение / Функция ЭМ
ВЭЛМА 350	350	6000	ШП	Электродвигатель / ЭГ
ВЭЛМА 100	100	60000	ЛГП	Стартер-генератор МГТУ / ЭД/ЭГ
ВЭЛМА 1000	1000	16500	ГШП	Оборудование для стенда / ЭД/ЭГ
ВЭЛМА 450В	450	25000	ГШП	Оборудование для стенда / ЭД/ЭГ
ВЭЛМА 1.5	1,5	30000	АМП	Привод турбомолекулярного насоса / ЭД
ВЭЛМА 20	16	28600	ЛГП	Привод компрессора / ЭД

*ШП - шариковые, ЛГП - лепестковые газодинамические, ГШП - гибридные шариковые подшипники, АМП - активный магнитный подвес

Согласно литературным данным, экспериментально показано, что предельная мощность электрических машин при заданной скорости вращения ротора обратно пропорциональна n^3 или даже $n^{3,3}$, по прочностным и иным ограничениям [2, 3]. Высокоскоростные электрические машины ВЭЛМА

и аналоги на диаграмме «Мощность – обороты» представлены на рисунке 7. Анализ представленных данных дает предельную ограничивающую линию, соответствующую обратной пропорциональности мощности от $n^{2.5}$ (красная прерывистая линия на графике). На указанной границе находится один из инновационных проектов ВЭЛМА – электрогенератор для транспортного энергетического модуля (проект ТЭМ корпорации Роскосмос).



Рис. 7. Связь скорости вращения и предельной мощности ВСЭМ по прочностным ограничениям

Высокоскоростные опоры для ВСЭМ ВЭЛМА – один из ключевых элементов конструкции.

Типы используемых подшипниковых опор:

1. Подшипники скольжения – разрабатываются и изготавливаются в ООО «ВЭЛМА»:
 - Магнитные подшипники, активный магнитный подвес (АМП).
 - Лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП).
 - Гидродинамические подшипники (ГДП).
2. Высокоскоростные подшипники качения, в том числе, гибридные, с керамическими шариками (ГШП).

В литературе приведены данные о предпочтительных диапазонах скоростей вращения для применения подшипников различных типов – в зависимости от мощности ЭМ [4] (рисунок 8) и температуры эксплуатации [5] (рисунок 9).

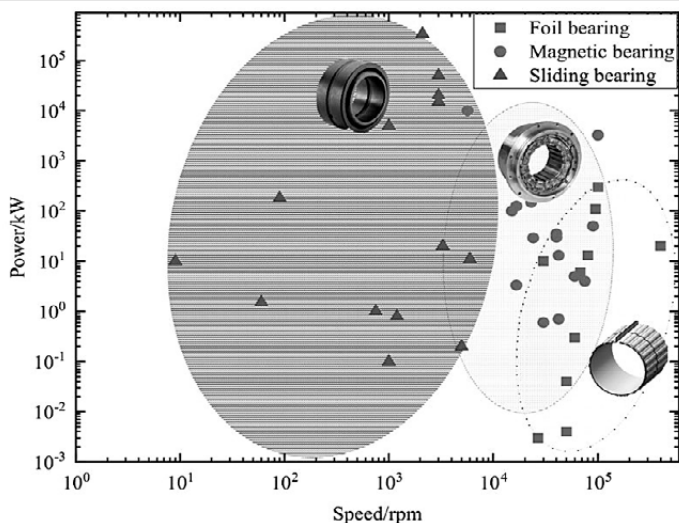


Рис. 8. Диапазоны применения различных видов подшипников [4]

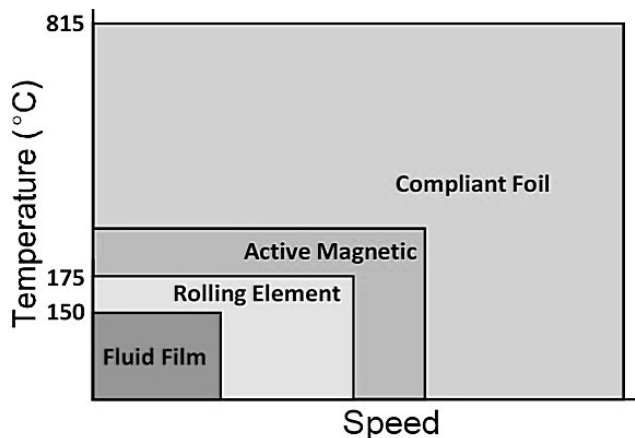


Рис. 9. Применимость различных семейств подшипников в зависимости от скорости вращения и температуры [5]

Основные параметры опор, используемых для изделий ВЭЛМА и области их применения приведены в Таблице 2.

Таблица 2. Основные параметры опор, используемых для проектирования ЭМ ВЭЛМА и области их применения

Тип опоры	DN	Смазка	Жесткость, Н/м	Демпфирующие свойства	Области применения	Примеры применений
ЛГП	$2 \cdot 10^6$	Газовая	$10^5 \dots 10^6$	средние	Энергетика / Высокоскоростное машиностроение / Летательные аппараты (вспомогательное оборудование)	ЭД компрессоров; ЭГ МГТУ мощностью до 300...400 кВт; турбодетандеры- генераторы;

Тип опоры	DN	Смазка	Жесткость, Н/м	Демпфирующие свойства	Области применения	Примеры применений
ГДП	$2 \cdot 10^6$	Жидкость (масло)	$10^7 \dots 10^8$	высокие	Энергетика / Высокоскоростное машиностроение / Летательные аппараты	ЭД компрессоров; ЭГ МГТУ
АМП	$2.25 \cdot 10^6$	-	$10^4 \dots 10^7$, регулируемая	регулируемые	Вакуумные системы / Добыча и транспортировка полезных ископаемых / Станкостроение / Медицинская техника / Энергетика / Высокоскоростное машиностроение / Летательные аппараты	ЭД компрессоров; ЭД турбомолекулярных насосов; ЭГ мощностью до нескольких МВт; стартер-генераторы маховиков-накопителей; турбодетандеры-генераторы; станочные шпиндели
ГШП	$< 2 \cdot 10^6$	Консистентная смазка / Масло	$10^8 \dots 10^9$	низкие, для повышения нужны упруго-демпферные опоры	Энергетика / Высокоскоростное машиностроение / Летательные аппараты	ЭД компрессоров; ЭГ МГТУ; турбодетандеры-генераторы;

Преимущества и недостатки различных типов опор, используемых для ВЭЛМА указаны в Таблице 3.

Таблица 3. Преимущества и недостатки различных типов опор, используемых для проектирования ЭМ ВЭЛМА

Тип опоры	Преимущества	Недостатки
ЛГП	Безмасляные (не вносят загрязнений); низкая чувствительность к изменениям температуры; низкая чувствительность к перекосам корпуса и ротора; способность к самоустановке; малые торцовые утечки; более низкие потери трения; малая масса; невысокая стоимость	Высокий момент сухого трения при пуске и останове; ограниченность рабочего диапазона скоростей вращения снизу из-за необходимости отстройки от момента всплытия; невысокая несущая способность и виброустойчивость; неприменимость для закритических роторов
ГДП	Высокая несущая способность; эффективная стабилизация высокоскоростных колебаний ротора; высокая устойчивость к внешним вибрациям; малая масса; применимы для закритических роторов	Необходимость наличия маслостанции; возможность масляных загрязнений; малые размеры (диаметры) для высоких скоростей вращения; ограниченность рабочего диапазона скоростей вращения снизу

Тип опоры	Преимущества	Недостатки
АМП	Безмасляные (не вносят загрязнений); бесконтактные; могут работать в вакууме; могут работать на любой скорости вращения - от нуля до предельно допустимой; момент страгивания минимальный; функциональные параметры регулируются; встроенные датчики контролируют положение ротора с высокой точностью; возможно дистанционное управление и мониторинг; применимы для закритических роторов; высокая грузоподъемность; низкие затраты на техническое обслуживание; низкое потребление энергии; возможность работы при высоких температурах (до 540°C)	Большие размеры и масса; высокая стоимость; необходимость страховочных опор; необходимость в резервном автономном источнике питания; наличие электронного блока управления; трата дополнительной энергии на работу АМП; дополнительные детали в конструкции ротора; сложность системы управления
ГШП	Повышенный ресурс, запас по нагревостойкости по сравнению с металлическими шариками; меньшая чувствительность к изменению температуры внутри подшипника и поддержание более точной величины преднатяга; могут работать на любой скорости вращения - от нуля до предельно допустимой; отсутствие высокочастотной электрической эрозии дорожек качения; малая масса; совмещение радиального и осевого подшипников	Возможность необходимости наличия маслостанции; возможность масляных загрязнений; ограниченность диапазона скоростей вращения сверху; малые размеры (диаметры) для высоких скоростей вращения; необходимость прецизионного изготовления и сборки соосных деталей

Помимо высокоскоростных опор скольжения компания ВЭЛМА разрабатывает и производит роторы с индукторами на основе постоянных высокоэнергетических магнитов, учитывая специфические особенности конкретных задач и дополнительные требования Заказчиков.

Специалистами компании ВЭЛМА разработаны технологии производства высокоскоростных роторов электрических машин. Основные отличия магнитных роторов нашего производства - формирование магнитных систем заданной Заказчиком топологии на базе РЗМ магнитов и изготовление бандажей из различных материалов - никелевых, титановых сплавов и армированных композитов.

Ротор на постоянных магнитах не имеет обмотки возбуждения, полюса ротора задаются направлением намагниченности постоянных магнитов.

Роторы на основе постоянных магнитов и магнитопластов обладают рядом преимуществ по сравнению с аналогичными изделиями:

- благодаря использованию постоянных магнитов разрабатываемые и производимые изделия обладают высокими эксплуатационными свойствами;
- возможность функционирования в самых жестких условиях эксплуатации: при повышенной температуре, в химически агрессивной среде и даже в вакууме;

-
- применение роторов на основе постоянных магнитов позволяет упростить конструкцию двигателей и снизить производимый ими шум;
 - использование роторов на постоянных магнитах позволяет снизить энергопотребление и обеспечить высокие показатели по коэффициенту полезного действия.

Выводы

Практика разработки и создания высокоскоростных электрических машин ВЭЛМА® в части проектирования, изготовления, проведения испытаний и опытной эксплуатации, позволит решать задачи повышения эффективности детандерных, компрессорных и энергетических установок.

Собственный научно-технический потенциал предприятия позволяет в сжатые сроки разрабатывать эффективные решения сложных инженеринговых задач в области электрических машин и силовой электроники, зачастую не имеющие аналогов как в России, так и за её пределами. Ведение активной научно-исследовательской деятельности даёт предприятию возможность не только совершенствовать и расширять номенклатуру основной продукции, но и участвовать в уникальных проектах федерального масштаба.

Широкие возможности производственных и испытательных мощностей позволяют выполнить полный цикл производства и испытаний в соответствии с проектной документацией готовых образцов, как серийных, так и уникальных электрических машин, созданных в единичном экземпляре.

Список литературы

1. <https://w-elma.com/>
2. Тишин, А.М. Оценка предельной плотности мощности и сравнительный анализ массогабаритных характеристик электромашин / Инноватика и экспертиза. 2017. Выпуск 2 (20).
3. Bogomolov, M.D. (2013) Concept study of 20 MW high-speed permanent magnet synchronous motor for marine propulsion: Ph.D. Thesis. Department of Electrical Engineering of the Eindhoven University of Technology.
4. Hou, Y.; Zhao, Q.; Guo, Y.; Ren, X.; Lai, T.; Chen, S. Application of Gas Foil Bearings in China. Appl.Sci. 2021, 11, 6210.
5. Heshmat, H; Walton, J. F.; Cordova, J. L. Technology Readiness of 5th and 6th Generation Compliant Foil Bearing for 10 MWE S-CO₂ Turbomachinery Systems. The 6th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium March 27 - 29, 2018, Pittsburgh, Pennsylvania.

ОПЫТ РАЗРАБОТКИ АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАСЛА

И.И. Хабибуллин, Е.Е. Костылева
АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», г. Казань, Россия
ilmir.khabibullin@niitk.ru

Повышение ресурса компрессора непосредственно связано с эффективностью работы всех систем компрессорной установки, в том числе системы смазки. Ключевым звеном в системе смазки компрессорной установки является теплообменный аппарат. В качестве теплоносителя для охлаждения масла в таких теплообменных аппаратах используется вода, этиленгликоль, либо воздух. Теплоноситель выбирается в зависимости от места эксплуатации теплообменного оборудования.

Как правило в районах с низким температурным режимом, в т.ч. в районах крайнего Севера, в качестве охладителя масла компрессорной установки применяются аппараты воздушного охлаждения (АВО). Это связано с тем, что АВО в силу своей универсальности и экономичности имеют достаточно широкий диапазон температурных режимов, технологичны, просты в обслуживании, имеют хорошую теплопередачу.

Повысить эффективность поставляемых АВО масла возможно с помощью интенсификации теплообмена, за счет применения различных конструкций теплообменных секций. Посредством интенсификации теплообмена достигается уменьшение массогабаритных показателей теплообменного оборудования, снижаются энергозатраты при его эксплуатации.

Анализируя рынок теплообменных аппаратов, применяемых в качестве АВО, таких производителей как Бугульминский механический завод (г. Бугульма), Борхиммаш (г. Борисоглебск), можно сказать, что наиболее распространённой конструкцией по интенсификации теплогидравлического процесса является применение оребренных труб (поперечно-винтовая накатка/навивка/навивка с приваркой). Также применяются пластинчато-ребристые модули у производителя «Газхолодтехнике» (г. Щелково) и змеевики малого габарита – в «Анод-ТЦ» (г. Нижний Новгород).

Подробно о способах интенсификации теплообмена в подобных конструкциях теплообменного оборудования и его теплогидравлической эффективности изложено в монографии И.А. Попова, Х.М. Махянова, В.М. Гуреева [1].

Рассмотрев существующие конструкции теплообменной секции и зная, что за счет интенсификация теплообмена разрушается пограничный слой потока теплоносителя и увеличивается площадь теплообмена, было пред-

ложено использовать в качестве теплообменной секции опытного образца АВО масла, разрабатываемого в АО «НИИТурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», плоские трубы с внешними разрезным оребрением (рис. 1). Это позволит уменьшить габаритные размеры изделия, что обеспечивает сохранность оборудования при транспортировке и снизить энергетические затраты при его эксплуатации.

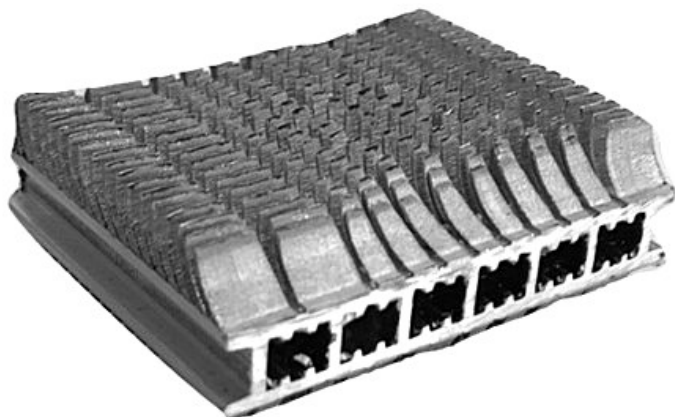


Рис. 1. Теплообменная секция [2]

Исследование конструкции теплообменной секции (рис.1) провели на экспериментальном стенде при различной геометрии интенсификаторов теплообмена. Всего исследовали пять различных конфигураций теплообменных труб. Опытные образцы отличались:

- шагом оребрения – варьировался в пределах 2...3,75 мм;
- диапазоном толщины ребер по высоте – 0,2...0,35 мм;
- шириной разрезов – 1 мм.

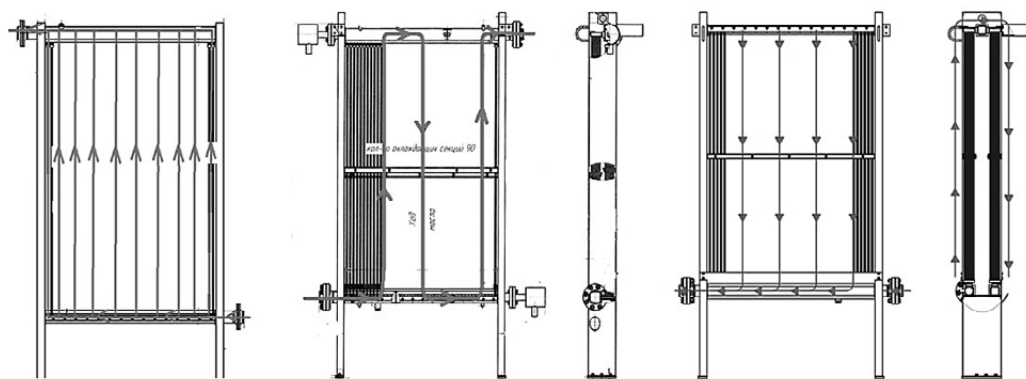
Длина всей теплообменной секции составила 1400 мм.

После проведенных исследований по теплогидравлическим параметрам выбрали наиболее эффективный вариант конструкции теплообменной секции, который применили в конструкции опытного образца АВО масла [3]. Перед сборкой при помощи численных методов моделирования [4] провели проверку конструкции опытного образца и выбрали рациональную компоновку аппарата воздушного охлаждения масла [5].

Конструкция опытного образца АВО масла выполнена в виде блок-контейнера, внутри которого вертикально расположена теплообменная секция. Охлаждение масла и регулирование температуры обеспечивает блок вентиляторов. Блок вентиляторов также расположен внутри блок-контейнера и работает на всасывание воздуха. Регулирование температуры и охлаждение масла обеспечивается за счет частотного регулирования [6].

Доработку конструкции опытного образца проводили в ходе функциональных испытаний. В соответствии с техническим заданием изменяли конструкцию теплообменной секции. Конструкции теплообменной секции отличались

площадью теплообмена и схемой течения теплоносителя в маслоохладителе. Исследовали однорядную одноходовую (рис. 2, а), двухрядную трехходовую (рис. 2, б) и двухрядную двухходовую схемы движения теплоносителя (рис. 2, в) [7].



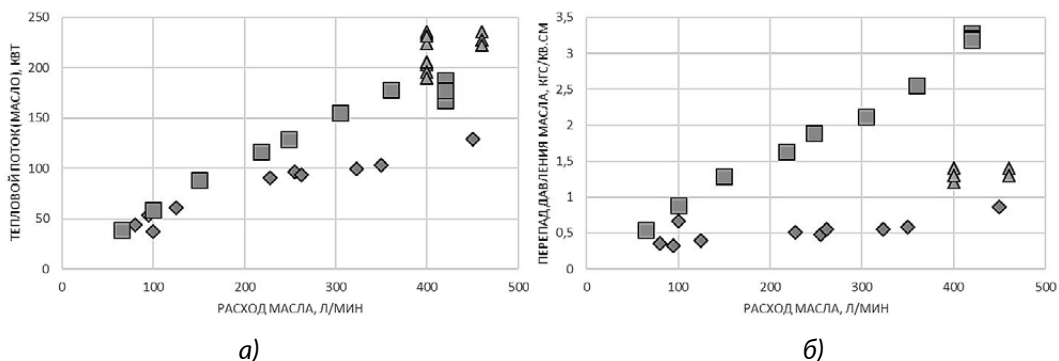
а)

б)

в)

Рис. 2. Схемы движения теплоносителей внутри конструкции опытного образца: а – однорядная одноходовая, б – двухрядная трехходовая, в – двухрядная двухходовая [2]

На рис. 3 приведены результаты испытаний в виде зависимостей теплового потока (рис.3, а) и гидравлического сопротивления (рис.3, б) от расхода масла в масляном тракте.



а)

б)

Рис. 3. Результаты испытаний: а – зависимость теплового потока от расхода масла, б – зависимость гидравлического сопротивления масла от расхода масла [3]

Из зависимостей, представленных на рис. 3 видно, что получены результаты исследований различных конструкций теплообменных секций, которые позволяют проектировать АВО масла под конкретные потребности заказчика в зависимости от требований по гидравлическому сопротивлению и требуемой тепловой мощности. Наиболее предпочтительным для проектирования АВО масла под нужды системы смазки компрессорного оборудования является вариант двухрядной двухходовой теплообменной секции в связи с допустимыми гидравлическими потерями и оптимальной тепловой мощностью.

Опытный образец АВО масла прошел ресурсные испытания в течение более 6500 ч и продолжает работать в качестве штатного охладителя винтового компрессора в автоматическом режиме.

Список литературы

1. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
2. Хабибуллин И.И., Шатунов Д.Н., Хайретдинова К.Т. интенсификация теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2023. №3. С. 19–22.
3. Тиунов С.В., Низамутдинов Р.М., Хабибуллин И.И. Экспериментальные и численные исследования теплогидравлических характеристик монометаллических плоскооребранных труб из алюминиевого сплава // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2020. № 12. С. 27–32.
4. Хабибуллин И.И. и др. Численное моделирование процессов теплообмена в аппарате воздушного охлаждения масла // Газовая промышленность. 2019. № 2. С. 84–90.
5. Гуреев М.В. и др. Определение рациональных компоновочных решений для аппарата воздушного охлаждения масла систем смазки компрессорных установок с использованием методов физического и численного моделирования // Изв. Национальной академии наук Беларуси. Сер. физико-технических наук. 2020. № 2. С. 215–223.
6. Патент РФ 206684. Аппарат воздушного охлаждения масла модульной конструкции / Р.М. Низамутдинов, И.И. Хабибуллин // заявл. 21.06.2021// 22.09.2021. Бюл. № 27.
7. Хабибуллин И.И., Низамутдинов Р.М., Николаенко И.В. Функциональные испытания аппарата воздушного охлаждения масла модульной конструкции // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 3. С. 45–48.

ISBN 978-5-6048101-3-2



Научное издание

ТРУДЫ

**XIX Международной научно-практической конференции
по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения В.Б. Шнеппа**

Технические редакторы:

Е.Е. Костылева, З.Р. Габдрахманова, О.Ю. Паранина, Н.Г. Хасанов

Подписано в печать 27.05.2024. Формат 70x100. Гарнитура Lato

Усл.печ.л. Уч.-изд. Л. Тираж 100 экз.

ООО «ВИЗАРД»

ул. Лебедева, д.1к.2, Казань, Респ. Татарстан, 420054

Тел.: +7 (843) 299-76-58

Email: vizard-2016@yandex.ru

Сайт: cp-kazan.ru

